

(19)日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平11-192935

(43)公開日 平成11年(1999)7月21日

(51)Int.Cl.*

識別記号

F I

B 60 T 13/12

B 60 T 13/12

B

審査請求 未請求 請求項の数14 OL (全27頁)

(21)出願番号 特願平10-25576

(22)出願日 平成10年(1998)2月6日

(31)優先権主張番号 特願平9-298163

(32)優先日 平9(1997)10月30日

(33)優先権主張国 日本 (JP)

(71)出願人 000181239

自動車機器株式会社

東京都渋谷区渋谷3丁目6番7号

(71)出願人 000004260

株式会社デンソー

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地

(72)発明者 小林道夫

埼玉県東松山市神明町2丁目11番6号 自動車機器株式会社松山工場内

(72)発明者 島田昌宏

埼玉県東松山市神明町2丁目11番6号 自動車機器株式会社松山工場内

(74)代理人 弁理士 青木 健二 (外7名)

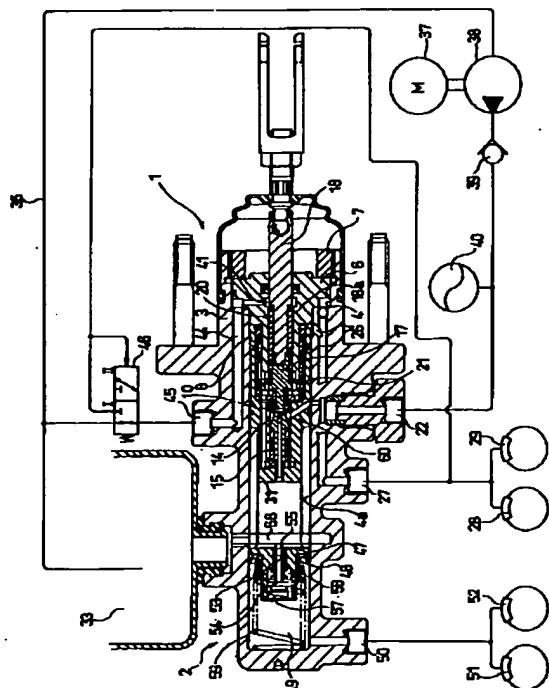
最終頁に続く

(54)【発明の名称】 液圧倍力装置およびこの液圧倍力装置を用いたブレーキ液圧倍力システム

(57)【要約】

【課題】簡単な構造で、所定以上の入力で通常の出力より大きな出力を得る。

【解決手段】動力室25の液圧が第1所定圧になり、反力ピストン20の右端が入力軸18の段部に当接するまでは、大きなサーボ比によるジャンピング作用が行われる。動力室25の液圧が第2所定圧になるまでは、切換弁が第1位置Iに設定されるので、反力室41はリザーバ33に接続され、大気圧となっている。この状態では、小さいサーボ比による通常ブレーキ制御が行われる。動力室25の液圧が第2所定圧になると、その液圧で切換弁が第2位置IIに設定されるので、反力室41に動力室の圧液が導入される。そして、この反力室41の液圧が反力ピストン20と入力軸18とで形成される段部に作用するので、サーボ比が大きくなり、大きなサーボ比のサーボ制御が行われる。このように、液圧倍力装置は逆二段サーボ特性を有するようになる。



BEST AVAILABLE COPY

1

【特許請求の範囲】

【請求項1】 液圧を発生する液圧源と、作動液を貯えるリザーバと、出力を発生するパワーピストンと、このパワーピストンの受圧面が面する動力室と、非作動時に前記動力室を前記液圧源から遮断するとともに前記リザーバに連通し、作動時に前記動力室を前記リザーバから遮断するとともに前記液圧源に連通して、前記液圧源の圧液をその作動に応じて前記動力室に導入する制御弁と、この制御弁を作動制御するとともに、制御弁側の部分が小径でかつ制御弁側と反対側の部分が大径の段部を有する段付の入力軸と、外径が前記入力軸の制御弁側と反対側の部分の径より大きく設定されて筒状に形成されているとともに前記入力軸の小径部に摺動可能に嵌合され、その前端が前記動力室に面しあつその後端が前記入力軸の段部に当接可能な反力ピストンと、この反力ピストンの後端が前記入力軸の段部から離れる方向に常時付勢するとともに、前記動力室の液圧が第1所定圧以上の時前記反力ピストンの後端を前記入力軸の段部に当接させるスプリングと、入力が加えられて前記入力軸を作動する操作手段とを備え。

前記入力軸の段部が位置するように反力室が形成されているとともに、この反力室に前記動力室の液圧が前記第1所定圧より大きい第2所定圧以上の時にサーボ比制御圧の圧液を導入するとともに、前記動力室の液圧が前記第2所定圧より小さい時に前記反力室の圧液を前記リザーバに排出するように制御するサーボ比制御圧制御弁が設けられていることを特徴とする液圧倍力装置。

【請求項2】 液圧を発生する液圧源と、作動液を貯えるリザーバと、出力を発生するパワーピストンと、このパワーピストンの受圧面が面する動力室と、非作動時に前記動力室を前記液圧源から遮断するとともに前記リザーバに連通し、作動時に前記動力室を前記リザーバから遮断するとともに前記液圧源に連通して、前記液圧源の圧液をその作動に応じて前記動力室に導入する制御弁と、この制御弁を作動制御するとともに、制御弁側の部分が大径でかつ制御弁側と反対側の部分が小径の段部を有する段付の入力軸と、入力が加えられて前記入力軸を作動する操作手段とを備え、

前記入力軸の段部が位置するように反力室が形成されているとともに、この反力室に前記動力室の液圧が所定圧以上の時にサーボ比制御圧の圧液を導入するとともに、前記動力室の液圧が前記所定圧より小さい時に前記反力室の圧液を前記リザーバに排出するように制御するサーボ比制御圧制御弁が設けられていることを特徴とする液圧倍力装置。

【請求項3】 前記サーボ比制御圧制御弁は、1つの切換弁または2つの開閉弁からなることを特徴とする請求項1または2記載の液圧倍力装置。

【請求項4】 前記切換弁または前記開閉弁は、前記動力室の液圧によって作動制御されるか、前記動力室の液

2

圧に応じて励磁される電磁力によって制御されることを特徴とする請求項3記載の液圧倍力装置。

【請求項5】 液圧を発生する液圧源と、作動液を貯えるリザーバと、出力を発生するパワーピストンと、このパワーピストンの受圧面が面する動力室と、非作動時に前記動力室を前記液圧源から遮断するとともに前記リザーバに連通し、作動時に前記動力室を前記リザーバから遮断するとともに前記液圧源に連通して、前記液圧源の圧液をその作動に応じて前記動力室に導入する制御弁と、この制御弁を作動制御するとともに、制御弁側の部分が大径でかつ制御弁側と反対側の部分が小径の段部を有する段付の入力軸と、入力が加えられて前記入力軸を作動する操作手段とを備え、

前記入力軸の段部が位置するように反力室が形成されているとともに、この反力室に、前記動力室の液圧が第1所定圧より小さい時およびこの第1所定圧より大きい第2所定圧以上の時にサーボ比制御圧の圧液を導入するとともに、前記動力室の液圧が第1所定圧以上でかつ第2所定圧より小さい時に前記反力室の圧液を前記リザーバ

に排出するように制御するサーボ比制御圧制御弁が設けられていることを特徴とする液圧倍力装置。

【請求項6】 前記動力室の液圧により前記サーボ比制御圧制御弁を切換制御するための作動圧信号を得るための、動力室の液圧を導入する通路に、オリフィスが設けられていることを特徴とする請求項5記載の液圧倍力装置。

【請求項7】 液圧を発生する液圧源と、作動液を貯えるリザーバと、出力を発生するパワーピストンと、このパワーピストンの受圧面が面する動力室と、非作動時に前記動力室を前記液圧源から遮断するとともに前記リザーバに連通し、作動時に前記動力室を前記リザーバから遮断するとともに前記液圧源に連通して、前記液圧源の圧液をその作動に応じて前記動力室に導入する制御弁と、この制御弁を作動制御するとともに、制御弁側の部分が小径でかつ制御弁側と反対側の部分が大径の段部を有する段付の入力軸と、入力が加えられて前記入力軸を作動する操作手段とを備え、

前記入力軸の段部が位置するように反力室が形成されているとともに、この反力室に、前記動力室の液圧が第1

所定圧以上でかつこの第1所定圧より大きい第2所定圧より小さい時にサーボ比制御圧の圧液を導入するとともに、前記動力室の液圧が前記第1所定圧より小さい時および前記第2所定圧以上の時に前記反力室の圧液を前記リザーバに排出するように制御するサーボ比制御圧制御弁が設けられていることを特徴とする液圧倍力装置。

【請求項8】 前記サーボ比制御圧制御弁と前記反力室との間の通路に、少なくとも、オリフィスと、このオリフィスより前記サーボ比制御圧制御弁側に位置して低圧アキュムレータとが設けられていることを特徴とする請求項7記載の液圧倍力装置。

3

【請求項9】前記サーボ比制御圧制御弁は2つの切換弁からなり、これらの切換弁は、前記動力室の液圧によって作動制御されることを特徴とする請求項5ないし8のいずれか1記載の液圧倍力装置。

【請求項10】前記サーボ比制御圧制御弁は、切換弁または2つの閉開弁からなり、前記切換弁または前記閉開弁は、前記動力室の液圧に応じて励磁される電磁力によって制御されることを特徴とする請求項5ないし8のいずれか1記載の液圧倍力装置。

【請求項11】前記サーボ比制御圧は、前記動力室の液圧であることを特徴とする請求項1ないし10のいずれか1記載の液圧倍力装置。

【請求項12】前記サーボ比制御圧制御弁は、前記動力室の液圧に応じて制御される電磁比例制御弁であり、前記サーボ比制御圧は、前記動力室の液圧または前記液圧源の液圧を前記電磁比例制御弁によって制御された液圧であることを特徴とする請求項1、5および7のいずれか1記載の液圧倍力装置。

【請求項13】請求項1ないし12のいずれか1記載の液圧倍力装置と、この液圧倍力装置の出力によって作動制御され、ブレーキ液圧を発生するマスタシリンダと、このマスタシリンダのブレーキ液圧が導入されることによりブレーキ力を発生するブレーキシリンダとを備えていることを特徴とするブレーキ液圧倍力システム。

【請求項14】2系統のブレーキシステムにおいて、請求項1ないし12のいずれか1記載の液圧倍力装置と、この液圧倍力装置の出力によって作動制御され、ブレーキ液圧を発生するマスタシリンダと、前記液圧倍力装置の前記動力室の液圧が導入されることによりブレーキ力を発生する一方の系統のブレーキシリンダと、前記マスタシリンダのブレーキ液圧が導入されることによりブレーキ力を発生する他方の系統のブレーキシリンダとを備えて、セミフルパワーブレーキが構成されていることを特徴とするブレーキ液圧倍力システム。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、液圧により入力を所定の大きさに倍力させて出力する液圧倍力装置およびこの液圧倍力装置を用いたブレーキ液圧倍力装置の技術分野に属し、特に、サーボ制御時の途中でサーボ比を変化させることができるようとする液圧倍力装置およびこの液圧倍力装置を用いたブレーキ液圧倍力装置の技術分野に属するものである。

【0002】

【従来の技術】自動車のブレーキ液圧倍力装置等に用いられる液圧倍力装置は、小さな入力で大きな出力を得るようにするものである。この液圧倍力装置の一例として、自動車のブレーキシステムに用いられたブレーキ液圧倍力装置が、実願平4-33402号(実開平5-84553号)のマイクロフィルムにより提案されてい

10

20

30

40

4

る。

【0003】図20は、このマイクロフィルムに開示されているブレーキ液圧倍力装置を示す図である。図中、1'はブレーキ液圧倍力装置、2'はハウジング、3'はプラグ、4'はパワーピストン、5'は制御弁、6'は弁座部材、7'は筒状固定部材、8'はナット、9'はボール弁、10'は弁体、11'は筒状部材、12'は入力軸、13'は筒状ストップ部材、14'は反力ピストン、15'は動力室、16'は出力軸である。

【0004】このブレーキ液圧倍力装置1'においては、図示の非作動状態では、制御弁5'のボール弁9'が弁座部材6'に着座しているとともに、筒状部材11'の先端弁部がボール弁9'から離座している。したがって、動力室15'が、図示しない液圧源に常時接続されている入力口17'から遮断しているとともに、同じく図示しないリザーバに常時接続されている室18'に連通し、動力室15'には液圧が導入されていない、パワーピストン4'は作動しない。

【0005】この非作動状態から入力が加えられて、入力軸12'が前進すると、筒状部材11'も前進して、筒状部材11'の先端弁部が制御弁5'のボール弁9'に当接するとともにこのボール弁9'を押して、弁座部材6'から離座する。これにより、動力室15'は入力口17'に連通するとともに、室18'から遮断し、動力室15'に圧液が導入され、パワーピストン4'が作動する。パワーピストン4'の作動により、ブレーキ液圧倍力装置1'は出力軸16'から出力し、図示しないマスタシリンダのピストンを作動し、マスタシリンダはブレーキ液圧を発生する。動力室15'の液圧が入力に応じた大きさになると、ボール弁9'が弁座部材6'に着座するので、ブレーキ液圧倍力装置1'の出力は、入力を倍力した大きさとなる。

【0006】動力室15'の液圧により、反力ピストン14'がスプリング19'に対抗して後方に押圧されるが、動力室15'の液圧がまだ小さく、ブレーキシステムのロストトロークが解消しないで実質的にブレーキ力が発生しない初期段階では、反力ピストン14'が入力軸12'の段部12'aに当接しないので、倍力比つまりサーボ比がきわめて大きいサーボ制御によるジャンピング作用が行われる。動力室15'の液圧が所定圧となって、反力ピストン14'が入力軸12'の段部12'aに当接した後は、ブレーキ力が実質的に発生し、このときサーボ比が小さくなつて通常ブレーキのサーボ比となり、これ以後ブレーキ液圧倍力装置1'は、入力をこのサーボ比で倍力した出力を発生する通常ブレーキ時のサーボ制御を行うようになる。

【0007】動力室15'の液圧が液圧源で発生する圧力で決まる最大圧となって、それ以上上昇しなくなると、ブレーキ液圧倍力装置1'は全負荷となってサーボ制御を行わなく、それ以後は入力の上昇分に基づく出力

50

5

上昇分は倍力されない大きさとなる。

【0008】入力をなくすと、入力軸12'が図示しないリターンスアーリングにより後退するので、筒状部材1'も後退して、筒状部材11'の先端弁部が制御弁5'のポール弁9'から離座する。これにより、動力室15'は入力口17から遮断するとともに、室18'に連通し、動力室15'に導入された液圧がリザーバに排出され、パワーピストン4'がリターンスアーリング20'により後退する。入力軸12'に固定された筒状ストッパ部材13'がアラグ3'のストッパ21'に当接すると、入力軸12'はそれ以上後退しなく、後退限となって、図示の非作動状態に戻る。動力室15'の液圧が完全に排出されると、パワーピストン4'も図示の非作動状態に戻り、ブレーキ液圧倍力装置1'は出力しなく、マスタシリングも非作動状態となる。

【0009】この従来のブレーキ液圧倍力装置1'においては、図21に示すように実質的にブレーキ力が発生するサポーティングでのサポーティング比は一定となっている。通常は、このサポーティング比は通常ブレーキ時で望まれる入出力特性に合わせて設定されている。このようにサポーティング比が一定であると、急ブレーキ時でも入出力特性が通常ブレーキ時の場合と同じになり、通常ブレーキ時でも、急ブレーキ時でも、同じ入力に対してブレーキ力は同じ速さで上昇するようになっている。

【0010】

【発明が解決しようとする課題】ところで、車両のブレーキシステムにおいては、急ブレーキ時は、通常ブレーキ時よりはなるべく早く大きなブレーキ力を発生させることができるようになることが望ましい。

【0011】また、急ブレーキ時に大きなブレーキ力を発生させる必要があるが、初心者等の自動車の運転に慣れていないドライバーのなかには、ブレーキペダルを大きく踏み込むことができなく、大きなブレーキ力を発生させることができない場合があり、このような場合には、運転に慣れていないドライバーであっても、確実に大きなブレーキ力を発生させるために補助できるようにすることが望ましい。

【0012】しかしながら、従来のブレーキ液圧倍力装置1'では、実質的にブレーキ作動が行われるサポーティングでのサポーティング比が一定であるため、急ブレーキ時に通常ブレーキ時より早く大きなブレーキ力を発生させることはできないばかりでなく、運転に慣れていない人に対して、確実に大きなブレーキ力を発生させるように補助することはできなく、前述のような要望に確実に応えることが難しい。

【0013】本発明は、このような事情に鑑みてなされたものであって、その目的は、簡単な構造で、所定以上の入力で通常の出力より大きな出力を得ることのできる液圧倍力装置を提供することである。

【0014】また、本発明の他の目的は、急ブレーキ時

6

にはなるべく早く大きなブレーキ力を得ることができるとともに、運転に慣れていない人にも、確実に大きなブレーキ力を発生させるように補助することのできるブレーキ液圧倍力装置を提供することである。

【0015】

【課題を解決するための手段】前述の課題を解決するために、請求項1の発明の液圧倍力装置は、液圧を発生する液圧源と、作動液を貯えるリザーバと、出力を発生するパワーピストンと、このパワーピストンの受圧面が面する動力室と、非作動時に前記動力室を前記液圧源から遮断するとともに前記リザーバに連通し、作動時に前記動力室を前記リザーバから遮断するとともに前記液圧源に連通して、前記液圧源の圧液をその作動に応じて前記動力室に導入する制御弁と、この制御弁を作動制御するとともに、制御弁側の部分が小径でかつ制御弁側と反対側の部分が大径の段部を有する段付の入力軸と、外径が前記入力軸の制御弁側と反対側の部分の径より大きく設定されて筒状に形成されているとともに前記入力軸の小径部に摺動可能に嵌合され、その前端が前記動力室に面しつつその後端が前記入力軸の段部に当接可能な反力ピストンと、この反力ピストンの後端が前記入力軸の段部から離れる方向に常時付勢するとともに、前記動力室の液圧が第1所定圧以上の時前記反力ピストンの後端を前記入力軸の段部に当接させるスプリングと、入力が加えられて前記入力軸を作動する操作手段とを備え、前記入力軸の段部が位置するように反力室が形成されているとともに、この反力室に前記動力室の液圧が前記第1所定圧より大きい第2所定圧以上の時にサポーティング比制御圧の圧液を導入するとともに、前記動力室の液圧が前記第2所定圧より小さい時に前記反力室の圧液を前記リザーバに排出するように制御するサポーティング比制御圧制御弁が設けられていることを特徴としている。

【0016】また請求項2の発明は、液圧を発生する液圧源と、作動液を貯えるリザーバと、出力を発生するパワーピストンと、このパワーピストンの受圧面が面する動力室と、非作動時に前記動力室を前記液圧源から遮断するとともに前記リザーバに連通し、作動時に前記動力室を前記リザーバから遮断するとともに前記液圧源に連通して、前記液圧源の圧液をその作動に応じて前記動力室に導入する制御弁と、この制御弁を作動制御するとともに、制御弁側の部分が大径でかつ制御弁側と反対側の部分が小径の段部を有する段付の入力軸と、入力が加えられて前記入力軸を作動する操作手段とを備え、前記入力軸の段部が位置するように反力室が形成されているとともに、この反力室に前記動力室の液圧が所定圧以上の時にサポーティング比制御圧の圧液を導入するとともに、前記動力室の液圧が前記所定圧より小さい時に前記反力室の圧液を前記リザーバに排出するように制御するサポーティング比制御圧制御弁が設けられていることを特徴としている。

【0017】また請求項3の発明は、前記サポーティング比制御

圧制御弁が、1つの切換弁または2つの開閉弁からなることを特徴としている。更に請求項4の発明は、前記切換弁または前記開閉弁が、前記動力室の液圧によって作動制御されるか、前記動力室の液圧に応じて励磁される電磁力によって制御されることを特徴としている。

【0018】更に請求項5の発明は、液圧を発生する液圧源と、作動液を貯えるリザーバと、出力を発生するパワービストンと、このパワービストンの受圧面が面する動力室と、非作動時に前記動力室を前記液圧源から遮断するとともに前記リザーバに連通し、作動時に前記動力室を前記リザーバから遮断するとともに前記液圧源に連通して、前記液圧源の圧液をその作動に応じて前記動力室に導入する制御弁と、この制御弁を作動制御するとともに、制御弁側の部分が大径でかつ制御弁側と反対側の部分が小径の段部を有する段付の入力軸と、入力が加えられて前記入力軸を作動する操作手段とを備え、前記入力軸の段部が位置するように反力室が形成されているとともに、この反力室に、前記動力室の液圧が第1所定圧より小さい時およびこの第1所定圧より大きい第2所定圧以上の時にサーボ比制御圧の圧液を導入するとともに、前記動力室の液圧が第1所定圧以上でかつ第2所定圧より小さい時に前記反力室の圧液を前記リザーバに排出するように制御するサーボ比制御圧制御弁が設けられていることを特徴としている。

【0019】更に請求項6の発明は、前記動力室の液圧により前記サーボ比制御圧制御弁を切換制御するための作動圧信号を得るための、動力室の液圧を導入する通路に、オリフィスが設けられていることを特徴としている。

【0020】更に請求項7の発明は、液圧を発生する液圧源と、作動液を貯えるリザーバと、出力を発生するパワービストンと、このパワービストンの受圧面が面する動力室と、非作動時に前記動力室を前記液圧源から遮断するとともに前記リザーバに連通し、作動時に前記動力室を前記リザーバから遮断するとともに前記液圧源に連通して、前記液圧源の圧液をその作動に応じて前記動力室に導入する制御弁と、この制御弁を作動制御するとともに、制御弁側の部分が小径でかつ制御弁側と反対側の部分が大径の段部を有する段付の入力軸と、入力が加えられて前記入力軸を作動する操作手段とを備え、前記入力軸の段部が位置するように反力室が形成されているとともに、この反力室に、前記動力室の液圧が第1所定圧以上でかつこの第1所定圧より大きい第2所定圧より小さい時にサーボ比制御圧の圧液を導入するとともに、前記動力室の液圧が前記第1所定圧より小さい時および前記第2所定圧以上の時に前記反力室の圧液を前記リザーバに排出するように制御するサーボ比制御圧制御弁が設けられていることを特徴としている。

【0021】更に請求項8の発明は、前記サーボ比制御圧制御弁と前記反力室との間の通路に、少なくとも、オ

リフィスと、このオリフィスより前記サーボ比制御圧制御弁側に位置して低圧アキュムレータとが設けられることを特徴としている。更に請求項9の発明は、前記サーボ比制御圧制御弁が2つの切換弁からなり、これらの切換弁が、前記動力室の液圧によって作動制御されることを特徴としている。

【0022】更に請求項10の発明は、前記サーボ比制御圧制御弁が、切換弁または2つの開閉弁からなり、前記切換弁または前記開閉弁が、前記動力室の液圧に応じて励磁される電磁力によって制御されることを特徴としている。更に請求項11の発明は、前記サーボ比制御圧が、前記動力室の液圧であることを特徴としている。

【0023】更に請求項12の発明は、前記サーボ比制御圧制御弁が、前記動力室の液圧に応じて制御される電磁比例制御弁であり、前記サーボ比制御圧が、前記動力室の液圧または前記液圧源の液圧を前記電磁比例制御弁によって制御された液圧であることを特徴としている。

【0024】更に請求項13の発明のブレーキ液圧倍力システムは、請求項1ないし12のいずれか1記載の液圧倍力装置と、この液圧倍力装置の出力によって作動制御され、ブレーキ液圧を発生するマスタシリンダと、このマスタシリンダのブレーキ液圧が導入されることによりブレーキ力を発生するブレーキシリンダとを備えていることを特徴としている。

【0025】更に請求項14の発明は、2系統のブレーキシステムにおいて、請求項1ないし12のいずれか1記載の液圧倍力装置と、この液圧倍力装置の出力によって作動制御され、ブレーキ液圧を発生するマスタシリンダと、前記液圧倍力装置の前記動力室の液圧が導入されることによりブレーキ力を発生する一方の系統のブレーキシリンダと、前記マスタシリンダのブレーキ液圧が導入されることによりブレーキ力を発生する他方の系統のブレーキシリンダとを備えて、セミフルパワーブレーキが構成されていることを特徴としている。

【0026】

【作用】このような構成をした請求項1の発明の液圧倍力装置においては、作動時動力室の液圧が第1所定圧より小さい時は、反力ビストンが入力軸の段部に当接しなく、液圧倍力装置はジャンピング作用を行うようになる。また、反力ビストンが入力軸の段部に当接して、ジャンピング作用の終了後、動力室の液圧が第2所定圧より小さい間は反力室が大気圧となっているので、サーボ比は通常ブレーキ時の小さいサーボ比となり、このサーボ比でサーボ制御が行われる。更に、動力室の液圧が第2所定圧以上の時は、反力室にサーボ比制御圧の圧液が導入されるので、このサーボ比制御圧が反力ビストンと入力軸とで形成される段部に、入力軸の入力と同方向に作用するので、大きいサーボ比となり、液圧倍力装置の出力が大きくなる。

【0027】このように、入力軸に段部を形成するとと

もに、この段部を反力室に位置させ、また反力ピストンを入力軸の小径部に嵌合するだけで、簡単な構造で、液圧倍力装置は、入力がある所定以上大きくなつたとき、小さいサーボ比から大きいサーボ比に変更する、いわゆる逆二段サーボ特性を発揮するようになる。また、請求項2の発明においては、ジャンピング作用は行わないが、請求項1の発明と同様に逆二段サーボ作用を行うようになる。

【0028】更に、請求項5の発明においては、作動時動力室の液圧が第1所定圧より小さい時は、反力室にサーボ比制御圧の圧液が導入され、このサーボ比制御圧が入力軸の段部に、入力軸の入力と同方向に作用するので、大きいサーボ比となり、液圧倍力装置の出力が大きくなる。これにより、液圧倍力装置は、ジャンピング作用を行うようになる。また、動力室の液圧が第1所定圧以上でかつ第2所定圧より小さい時は、反力室の圧液がリザーバに排出されて反力室が大気圧となっているので、サーボ比は通常ブレーキ時の小さいサーボ比となり、このサーボ比でサーボ制御が行われる。更に、動力室の液圧が第2所定圧以上になると、再び反力室にサーボ比制御圧の圧液が導入され、大きいサーボ比となり、液圧倍力装置の出力が大きくなる。

【0029】更に、請求項7の発明においては、作動時動力室の液圧が第1所定圧より小さい時は、反力室がリザーバに接続されて反力室の液圧が大気圧となっているので、大きいサーボ比となり、液圧倍力装置の出力が大きくなる。これにより、液圧倍力装置は、ジャンピング作用を行うようになる。また、動力室の液圧が第1所定圧以上でかつ第2所定圧より小さい時は、反力室にサーボ比制御圧の圧液が導入され、このサーボ比制御圧が入力軸の段部に、入力軸の入力と逆方向に作用するので、サーボ比は通常ブレーキ時の小さいサーボ比となり、このサーボ比でサーボ制御が行われる。更に、動力室の液圧が第2所定圧以上になると、再び反力室がリザーバに接続され、反力室の圧液がリザーバに排出されて反力室が大気圧となるので、再び、サーボ比は大きいサーボ比となり、液圧倍力装置の出力が大きくなる。

【0030】このように、請求項5および7の発明においては、入力軸に段部を形成するとともに、この段部を反力室に位置させるだけで、簡単な構造で、液圧倍力装置は、ジャンピング特性と逆二段サーボ特性とを発揮するようになる。

【0031】特に、請求項6の発明においては、動力室からの液圧がオリフィスにより絞られサーボ比制御圧制御弁の作動圧上昇が遅れ、また請求項8の発明においては、サーボ比制御圧の圧液がオリフィスにより絞られて反力室の液圧上昇が遅れるので、それぞれ大きいサーボ比から小さいサーボ比への移行が遅れるようになる。これにより、液圧倍力装置の出力が大きくなる。このように、サーボ比切換点が変更するようになる。また、請求

項12の発明においては、電磁比例制御弁により、反力室へのサーボ比制御圧が制御されるので、サーボ比の切り換えが滑らかに行われるようになる。

【0032】更に、請求項13および14の発明のブレーキ制御システムにおいては、簡単構造で、ジャンピング特性によりブレーキ力の立ち上がりが早くなるとともに、逆二段サーボ制御により、急ブレーキ時や初心者等の運転者でも大きなブレーキ力を得ることができる。

【0033】

【発明の実施の形態】以下、図面を用いて本発明の実施の形態について説明する。図1は本発明に係るブレーキ液圧倍力装置の実施の形態の第1例を示す断面図、図2は図1の部分拡大断面図である。

【0034】図1および図2に示すようにこの第1例のブレーキ液圧倍力装置1は、マスタシリンダ2が一体に設けられており、このマスタシリンダ2と共にハウジング3を備えている。

【0035】ハウジング3には、比較的軸方向に長い段付孔4が図1において右端に開口して穿設されているとともに、この段付孔4の小径部4aが一定の断面積でブレーキ液圧倍力装置1からマスタシリンダ2まで延びている。この軸方向孔4の右端開口部は、Oリング5を有するアラグ6によって液密に閉塞されている。このアラグ6は段付筒状突出部6aを有しており、この段付筒状突出部6aの小径突出部6bがハウジング3の段付孔4の小径部4a内に位置するようにして、段付筒状突出部6aの大径突出部6cが小径部4a内に圧入されているとともに、アラグ6はハウジング3に螺合されたナット7によって段付孔4の段部に当接されてハウジング3に固定されている。

【0036】段付孔4の小径部4a内にパワーピストン8が液密にかつ摺動可能に配設されている。パワーピストン8には、その中心に位置して軸方向に延びるとともにパワーピストン8の右端に開口する段付孔9が穿設されており、段付孔9の小径部9a内には、端部に第1弁座10aを有する筒状の弁座部材10が圧入されている。弁座部材10の右端のフランジ部10bが段付孔9の段部に当接されるとともに、段付孔9の大径部9b内に嵌入された筒状固定部材11によって軸方向に支持されており、更に筒状固定部材11はCリング12によってパワーピストン8に固定されている。

【0037】段付孔9の小径部9a内には、カラー13が圧入されており、このカラー13に、円錐弁14が一体に形成された筒状の弁体15が摺動可能に配設されており、この弁体15はスプリング16により円錐弁14が弁座部材10の第1弁座10aに着座する方向に常時付勢されている。また、弁座部材10の軸方向孔10c内には、弁作動部材17の先端に形成された第2弁座17aが円錐弁14に着座可能に配設されている。また、弁作動部材17は入力軸18に嵌合固定されていると

11

もに、この弁作動部材17には、プラグ6の小径突出部6bの先端に当接可能で、この当接時に入力軸18の後退限を規定するフランジ状のストッパ部17bが一体に設けられている。弁座部材10と弁作動部材17との間にはスプリング19が締設されていて、弁作動部材17および入力軸18は、常時図において右方に付勢されている。入力軸18はプラグ6を液密に貫通し、その後端は図示しないがブレーキペダルに連結されている。

【0038】入力軸18と弁作動部材17の各外周とプラグ6の小径突出部6bの軸方向孔の内周との間に、筒状の反力ピストン20がいずれにも摺動可能に嵌合されている。図3に示すように、この反力ピストン20の図3において左端部には、第1フランジ部20aと第2フランジ部20bとが設けられている。第1フランジ部20aの左側部は、ストッパ部17bが当接可能となっており、このストッパ部17bが第1フランジ部20aの左側部に当接することにより、反力ピストン20に対してこの弁作動部材17のそれ以上の後退を阻止するストッパ部20cとされている。換言すれば、弁作動部材17のストッパ部17bが反力ピストン20のストッパ部20cに当接することにより、反力ピストン20に対して入力軸18のそれ以上の後退が阻止されるようになっている。

【0039】また、第2フランジ部20bの右側部は、反力ピストン20がパワーピストン8に対して所定量後退移動したとき、筒状固定部材11の段部11aに係する係合部20dとされている。更に、反力ピストン20の右端20eは、入力軸18の段部18aに当接可能となっている。そして、反力ピストン20の第2フランジ部20bと筒状固定部材11との間にスプリング21が締設されており、このスプリング21により、通常時は反力ピストン20の第2フランジ部20bは弁座部材10のフランジ部10bに当接されている。

【0040】更にハウジング3には、圧液が導入される入力口22と、この入力口22と段付孔4の小径部4aとを連通する通路孔23とが設けられているとともに、パワーピストン8に、この通路孔23と段付孔9の小径部9aとを連通する通路孔24が穿設されている。その場合、通路孔24は、弁座部材10とカラーレース13との間の小径部9aに開口している。これらの入力口22および通路孔23, 24により、液圧供給通路が構成されている。

【0041】プラグ6とパワーピストン8の右端との間には、動力室25が形成されており、この動力室25は弁座部材10の軸方向孔10cに常時連通されている。この動力室25内に、弁作動部材17のストッパ部材17bおよび反力ピストン20の第1および第2フランジ部20a, 20bがそれぞれ位置されている。なお、プラグ6の小径突出部6bの外周面と筒状固定部材11の内周面との間には、隙間が設けられていて、筒状固定部

10

20

30

40

50

12

材11の軸方向両側で作動液が自由に流動可能となっている。

【0042】また、動力室25は、ハウジング3に穿設された通路孔26を介して出力口27に常時連通されているとともに、この出力口27は2ブレーキ系統のうちの一方の系統におけるホイールシリンダ28, 29に常時連通されている。

【0043】更に、弁体15には軸方向に貫通する軸方向孔30が穿設されており、この軸方向孔30はパワーピストン8に穿設された径方向孔31に常時連通している。この径方向孔31は小径部4aを介してハウジング3に穿設された排出口32に常時連通されており、この排出口32はリザーバ33に常時連通されている。

【0044】更に、動力室25は、パワーピストン8に穿設された通路孔34を介して弁体15の段部15aに面する室35に常時連通されている。

【0045】更に、入力口22とリザーバ33とを接続する液圧回路36に、モータ37で駆動される液圧ポンプ38と、液圧ポンプ38の吐出側にチェックバルブ39を介してアキュムレータ40とがそれぞれ設けられている。アキュムレータ40には、液圧ポンプ38の吐出圧によって常時所定圧が蓄えられるようになっている。

【0046】ところで、本例のブレーキ液圧倍力装置1は、更にプラグ6に形成された反力室41が設けられており、この反力室41に、入力軸18の段部18aおよび反力ピストン20の右端20eが面するようになっていている。そして、反力室41はプラグ6に穿設された径方向孔42、ハウジング3とプラグ6との間の環状空間43、ハウジング3に穿設された軸方向孔44を介して、制御圧導入口45に常時連通されている。

【0047】図1に示すように、制御圧導入口45は、二位置三方弁からなる圧力切換弁46に接続されている。この二位置三方切換弁46は、制御圧導入口45を、リザーバ33に常時連通する液圧回路36に接続する第1位置Iと、制御圧導入口45を、出力口27とホイールシリンダ28, 29と接続するブレーキ液通路に接続する第2位置IIとが設定されており、通常時は第1位置Iに設定されるとともに、出力口27の液圧、つまり動力室25の液圧が設定作動圧になったとき、第2位置IIに切換制御されるようになっている。

【0048】一方、パワーピストン8の前部には、マスターシリンダ2のマスターシリンダピストン47が一体に形成されており、このマスターシリンダピストン47はパワーピストン8の有効受圧面積と同じ有効受圧面積に設定されて、ハウジング3の段付孔4の小径部4aに、カッブシール48により一方向にのみ液密に、かつ摺動可能に嵌合されている。

【0049】また、小径部4a内にはマスターシリンダピストン47により液室49が構成されているとともに、この液室49は出力口50を介して2ブレーキ系統のう

13

ちの他方の系統におけるホイールシリンダ51, 52に常時連通されている。更に、マスタシリンダピストン47には、径方向孔31つまりリザーバ33と液室49とを連通する軸方向孔53が穿設されている。この軸方向孔53には、先端に弁54が設けられた弁ロッド55が貫通しており、この弁ロッド55は、ハウジング3に小径部4aを径方向に貫通して設けられた弁解放ロッド56に当接可能となっている。更に、弁54はスプリング57によって弁座58に着座する方向に常時付勢されている。そして、マスタシリンダピストン47が図示の非作動位置にあるときは、弁ロッド55が弁解放ロッド56に当接することにより、弁54がスプリング57のばね力に抗して弁座58から離座し、リザーバ33と液室49とが連通されるようになっている。また、マスタシリンダピストン47が前進したときは、スプリング57のばね力により弁54が弁座58に着座しあつて弁ロッド55が弁解放ロッド56から離れ、リザーバ33と液室49とが遮断されてマスタシリンダ圧が発生するようになっている。

【0050】更に、液室49内には、マスタシリンダピストン47が一体となったパワーピストン8を常時非作動方向に付勢するリターンスプリング59が織設されている。

【0051】このように、本例のマスタシリンダ2と一体のブレーキ液圧倍力装置1を用いたブレーキシステムは、一方のブレーキ系統がそのホイールシリンダ28, 29に動力室25の液圧が導入されるフルパワーブレーキ系統であり、また他方のブレーキ系統がそのホイールシリンダ51, 52にマスタシリンダ圧が導入される液圧ブレーキ系統であるセミフルパワーブレーキシステムとして構成されている。

【0052】次に、この例のマスタシリンダと一体のブレーキ液圧倍力装置の作用について説明する。ブレーキペダルが踏み込まれないブレーキ非操作時は、円錐弁14、弁座部材10の第1弁座10aおよび弁作動部材17の第2弁座17aは、図1および図2に示す位置関係にある。すなわち、円錐弁14が弁座部材10の第1弁座10aに着座しているとともに、弁作動部材17の第2弁座17aが円錐弁14から離座している。この状態では、入力口22に常時連通している通路孔24と弁座部材10の軸方向孔10cとが遮断されているとともに、弁座部材10の軸方向孔10cと排出口32に常時連通している弁体15の軸方向孔30とが連通している。したがって、ブレーキ非操作時は、動力室25がポンプ38およびアクチュエータ40から遮断されているとともにリザーバ33に連通し、動力室25には圧液が供給されない。

【0053】また、反力ピストン20の右端20eは、入力軸18の段部18aから離隔している。更に、弁作動部材17のストッパ部17bがプラグ6の小径突出部

10

20

30

40

50

14

6bに当接しているとともに、反力ピストン20の第1フランジ部20aのストッパ部20cから離隔してこのストッパ部20cより前進した位置となっている。更に圧力切換弁46が図示の第1位置Iにあり、反力室32はリザーバ33に連通している。

【0054】ブレーキペダルの踏込みによるブレーキ操作時は、入力軸18が前進し、弁作動部材17の第2弁座17aが円錐弁14に着座するとともに、円錐弁14が弁座部材10の第1弁座10aから離座するので、この状態では通路孔24と弁座部材10の軸方向孔10cとが連通するとともに、弁座部材10の軸方向孔10cと弁体15の軸方向孔30とが遮断される。したがって、動力室25がリザーバ33から遮断されるとともにポンプ38およびアクチュエータ40に連通し、動力室25にアクチュエータ40の圧液が供給される。この場合、円錐弁14、第1弁座10aおよび第2弁座17aにより、動力室25をポンプ38およびアクチュエータ40の液圧源またはリザーバ33に選択的に切換制御するブレーキ液圧倍力装置1の制御弁60が構成されている。

【0055】動力室25内に導入された圧液がリターンスプリング59のばね力に打ち勝つ圧力になると、この圧によりパワーピストン8が前進してブレーキ液圧倍力装置1が出力を発生するとともに、マスタシリンダピストン47が前進して、弁54が弁座58に着座して、液室49にマスタシリンダ圧が発生する。そして、動力室25内の液圧が一方の系統の両ホイールシリンダ28, 29に導入されるとともに、マスタシリンダ圧が他方の系統の両ホイールシリンダ51, 52に導入され、両系統のブレーキが作動する。このとき、動力室25内の液圧が作用するパワーピストン8の有効受圧面積が液室49のマスタシリンダ圧が受けるマスタシリンダピストン44の有効受圧面積とが等しいことから、動力室25内の液圧とマスタシリンダ圧とはバランスして等しくなる。したがって、各ホイールシリンダ28, 29; 51, 52にはともに等しい液圧の圧液が供給される。

【0056】また、動力室25内の液圧により反力ピストン20がスプリング21のばね力に抗してパワーピストン8および入力軸18に対して右方へ相対変位されるが、動力室25内の液圧が比較的小さい初期段階では、反力ピストン20の後端20eが入力軸18の段部18aに当接するまでには至らない。

【0057】更に動力室25内の圧液は軸方向の通路孔34を介して室35内にも導入され、この室35内の液圧が弁体15の段部15aに作用することにより、弁体15は動力室25の液圧に対抗する方向に付勢される。

【0058】各ホイールシリンダ28, 29; 51, 52のロストロークがあつて実質的にこれら各ホイールシリンダがブレーキ力を発生しない作動初期においては、反力ピストン20の右端20eが入力軸18の段部18

15

aに当接しないので、入力軸18は反力ピストン20から何らの力も作用されない。したがって、入力軸18は、その先端にある弁作動部材17の比較的小さな有効受圧面が受ける動力室25内の液圧による力が作用されるようになり、この力が反力として運転者に伝えられる。

【0059】入力軸18の反力が入力軸18の入力に等しくなると、円錐弁14が弁座部材10の第1弁座10aおよび弁作動部材17の第2弁座17aのいずれにも着座し、動力室25はアキュムレータ40およびリザーバ33のいずれからも遮断される。入力軸18の入力が更に上昇すると、再び円錐弁14が第1弁座10aから離座し、動力室25には更に圧液が供給され、動力室25内の液圧が更に上昇する。以後、円錐弁14が第1弁座10aに対する着座および離座を繰り返すことにより、動力室25内の液圧が入力軸18の入力の上昇にしたがって上昇する入力の小さい初期段階では、反力ピストン20の右端の20eが入力軸18の段部18aに当接していないので、動力室25内の液圧が作用する入力軸18の有効受圧面積が小さく、したがってこのときの倍力比つまりサーボ比は大きい。このため、ブレーキ液圧倍力装置1の出力は大きなサーボ比で入力軸18の入力に対してきわめて大きく上昇し、ブレーキ液圧倍力装置1はいわゆるジャンピング作用を行うようになる。

【0060】いま、ブレーキ液圧倍力装置1の出力をF_{out}、ブレーキ液圧倍力装置1の入力をF_{in}、段付の入力軸18の小径部外径の断面積（有効受圧面積；以下、他の断面積も同じ）をA₁（図2に図示：以下、他の断面積の符号も同じ）、入力軸18の大径部外径の断面積をA₂、反力ピストン20の外径の断面積をA₃、円錐弁14と第2弁座17aとのシート断面積をA₄、パワー ピストン8の外径の断面積をA₅（ここで、A₄ < A₁ < A₂ < A₃ < A₅）、各スプリング19, 21, 59のね力をそれぞれSPG₁, SPG₂, SPG₃とすると、このときの、ブレーキ液圧倍力装置1の入出力特性は、

【0061】

【数1】

$$F_{out} = \frac{A_5}{A_3 - A_4} F_{in} + \frac{A_5}{A_3 - A_4} (SPG_2 - SPG_1) - SPG_3$$

【0066】で与えられるとともに、図4に示すように直線βで表される。

【0067】入力が所定量になって、動力室25内の液圧が圧力切換弁46の作動圧になると、圧力切換弁46は切り換えられて第2位置IIに設定される。すると、反力室41は出力口27とホールシリングダ28, 29との間のブレーキ液通路に接続され、反力室41には、サーボ比制御圧である出力口27の液圧、つまり動力室25の液圧が導入される。そして、反力室41に導入された液圧は、入力軸18の段部18aに当接している反力ピストン20の右端20eの一部に、入力軸18に加え※50

16

$$* F_{out} = \frac{A_5}{A_1 - A_4} F_{in} - \frac{A_5}{A_1 - A_4} SPG_1 - SPG_3$$

【0062】で与えられるとともに、図4に示すように直線αで表される。

【0063】動力室25内の液圧が更に上昇してパワー ピストン8が更に前進し、各ホールシリングダ28, 29; 51, 52のロストロークが解消すると、各ホールシリングダ28, 29; 51, 52がブレーキ力を発生し、実質的にブレーキが作動するようになる。この状態では、上昇した動力室25内の液圧により反力ピストン20の右端20eが入力軸18の段部18aに当接し、反力ピストン20は動力室25内の液圧による付勢力で入力軸18に力を入力軸18の入力に対抗するよう作用する。したがって、入力軸18に作用される反力が大きくなつて、ジャンピング作用が終了し、以後、ブレーキ液圧倍力装置1の出力は入力軸18の入力に対してロストローク中よりは小さく上昇する。すなわち、ブレーキ液圧倍力装置1は反力が大きくなることから比較的小さなサーボ比で入力軸18の入力を倍力して出力するサーボ制御を行うとともに、動力室25内の液圧がこのサーボ比に対応した液圧となる。このときのサーボ比は通常ブレーキ時のサーボ比に設定されている。また、このサーボ制御中で、入力が所定の大きさになるまでは、動力室25内の液圧が圧力切換弁46の作動圧まで上昇しないので、圧力切換弁46は第1位置Iに設定されたままとなり、反力室41はリザーバ33に接続されたままとなっている。

【0064】そして、各ホールシリングダ28, 29; 51, 52はそれぞれ入力軸18の入力に対して倍力されたブレーキ力を発生し、このブレーキ力でブレーキが作動する。このとき、前述のように動力室25内の液圧とマスターシリングダ圧とはバランスして互いに等しくなり、各ホールシリングダ33, 34; 58, 59が発生するブレーキ力も互いに等しくなる。このときの、ブレーキ液圧倍力装置1の入出力特性は、

【0065】

【数2】

40※られている入力と同方向に作用するようになる。このため、入力軸18に作用される反力が小さくなつて、直線βで表される通常ブレーキのサーボ比でのサーボ制御が終了し、以後、ブレーキ液圧倍力装置1の出力は入力軸18の入力に対して通常ブレーキ時のサーボ制御中よりは大きく上昇する。すなわち、ブレーキ液圧倍力装置1は反力が小さくなることから比較的大きなサーボ比で入力軸18の入力を倍力して出力するサーボ制御を行うようになる。このときのサーボ比は通常ブレーキ時のサーボ比より大きくなる。これにより、各ホールシリングダ28, 29; 51, 52はそれぞれ入力軸18の入力に対

して通常ブレーキ時のブレーキ力より大きなブレーキ力を発生する。このときの、ブレーキ液圧倍力装置1の入出力特性は、

$$F_{out} = \frac{A_5}{A_2 - A_4} F_{in} + \frac{A_5^*}{A_2 - A_4} (SPG_2 - SPG_1) - SPG_3$$

【0069】で与えられるとともに、図4に示すように直線 α で表される。このように、ブレーキ倍力装置1は、入力が所定以上大きくなると通常ブレーキ時のサーボ比より大きなサーボ比でサーボ制御を行う逆二段サーボ特性を有している。

【0070】更に、入力が上昇して、動力室25の液圧がアクチュエータ40に蓄圧される最大設定圧になると、動力室25の液圧はそれ以上上昇しなく、ブレーキ液圧倍力装置1は大きなサーボ比によるサーボ制御を終了し、全負荷状態となる。したがって、これ以後、ブレーキ液圧倍力装置1の出力上昇分は、入力上昇分を倍力しないものとなる。

【0071】ブレーキペダルを解放してブレーキ作動を解除すると、入力軸18および弁作動部材17がとともに右方へ後退して制御弁60の第2弁座17aが円錐弁14から離座し、動力室25内の圧液が、弁座部材10の軸方向孔10c、円錐弁14と第2弁座17aとの間の隙間、弁体15の軸方向孔30、径方向孔31、段付孔4の小径部4a、および排出口32を介してリザーバ33に排出される。このとき、弁作動部材17のストップ部17bが、反力ピストン20のストップ部20cに当接するまで、入力軸18が大きく後退するので、第2弁座17aが円錐弁14から大きく開き、動力室25内の圧液は迅速に排出される。

【0072】動力室25内の圧液の排出により、一方の系統の両ホイールシリンダ28, 29の圧液も迅速に動力室25を通ってリザーバ33に排出されて、両ホイールシリンダ28, 29の液圧が低下する。一方、リターンスアリング59のばね力により、マスターシリンダピストン44およびパワーピストン8が迅速に後退するため、液室49の液圧および他方の系統の両ホイールシリンダ51, 52の液圧がともに低下する。そして、弁ロッド55が弁開放ロッド56に当接すると、それ以後のマスターシリンダピストン47の後退に対して、弁54が弁座58から離座し、液室49がリザーバ33に接続される。このため、両ホイールシリンダ51, 52の圧液も迅速に液室49を通ってリザーバ33に排出されて、両ホイールシリンダ51, 52の液圧が更に低下する。これにより、両系統のブレーキが迅速に解除開始される。

【0073】動力室25内の液圧が圧力切換弁46の設定作動圧より低下すると、圧力切換弁46が第1位置Iに切り替わり、反力室41がリザーバ33に接続される。動力室25内の液圧が所定圧に更に低下すると、スプリング21のばね力により反力ピストン20がパワー※50

*【0068】
【数3】

※ピストン8および入力軸18に対して相対的に前進して弁座部材10のフランジ部10bに当接するとともに、反力ピストン20の右端20eが入力軸18の段部18aから離隔する。

10 【0074】ブレーキ解除がほぼ終了するまで入力軸18が更に後退すると、弁作動部材17のストップ部17bがプラグ6の小径突出部6bの先端に当接することにより、入力軸18および弁作動部材17の後退が停止し、入力軸18および弁作動部材17はともに後退限となる。しかしながら、入力軸18および弁作動部材17の後退が停止しても、パワーピストン8、反力ピストン20、円錐弁14および弁座部材10は、ともに更に後退を続ける。このため、弁作動部材17のストップ部17bが反力ピストン20のストップ部20cから離隔するとともに、円錐弁14が弁作動部材17の第2弁座17aに近づいてくる。

【0075】パワーピストン8の右端がプラグ6に当接すると、パワーピストン8の後退が停止し、マスターシリンダピストン47およびパワーピストン8は非作動位置となって、ブレーキが迅速にかつ完全に解除される。このブレーキ解除時では、ブレーキ液圧倍力装置1の出力は、入力の減少に対して、入力上昇時とは逆に、全負荷、直線 α 、直線 β 、および直線アルファに沿って降下するようなる。

30 【0076】パワーピストン8の非作動位置では、円錐弁14が弁作動部材17の第2弁座17aにきわめて近づいて円錐弁14と第2弁座17aとの間の隙間がきわめて小さくなり、着座寸前となる。したがってブレーキペダルが踏み込まれて入力軸18および弁作動部材17が前進すると、直ぐに第2弁座17aが円錐弁14に着座するとともに円錐弁14が弁座部材10の第1弁座10aから直ぐに離座する。すなわち、制御弁60の切換作動を行なうためのロストストロークがきわめて小さくなり、ブレーキが迅速に作動する。

40 【0077】このようにして、ブレーキ操作時には迅速にブレーキが作動するとともに、ブレーキ操作解除時にはブレーキ作動が迅速に解除し、ブレーキ液圧発生装置1はきわめて応答性のよいものとなる。この例のブレーキ液圧倍力装置1によれば、通常ブレーキ時のサーボ制御の途中において、動力室25の液圧が所定圧、換言すればブレーキペダルからの入力が所定の大きさ以上の時、通常ブレーキ時のサーボ比より大きなサーボ比でサーボ制御を行う逆二段サーボ特性を発揮することができるようになる。その場合、入力軸18の段部18aおよび反力ピストン20の右端20eが位置する場所に、反

19

力室41を設けるとともに、圧力切換弁46により、この反力室41に動力室25の液圧を導入するという簡単な構造で、この逆二段サーボ特性を得ることができる。

【0078】これにより、急ブレーキ時には、ブレーキペダルをサーボ比切換点まで踏み込むだけで、従来のようにかなり大きく踏み込まなくても、早く大きなブレーキ力を得ることができる。また、運転に慣れていない運転者でも、急ブレーキ時には確実に大きなブレーキ力を発生させるように補助することができるようになる。

【0079】更に、圧力切換弁46の設定作動圧を可変にして種々調整することにより、サーボ比切換点を変えることが可能となる。

【0080】なお、反力室41に導入する液圧を、動力室25の液圧に代えて、アクチュエータ40のアクチュエータ圧を導入することもできる。この場合には、アクチュエータ圧を圧力調整弁で調圧して反力室41に導入する。アクチュエータ圧は、通常ブレーキ時には動力室25の液圧より高いので、大きなサーボ比、すなわち同じ入力に対して大きな出力を得ることができる。このアクチュエータ圧導入については、後述する他の例で具体的に説明する。

【0081】図5は、本発明の実施の形態の第2例を示す、図1と同様の図である。なお、第1例と同じ構成要素には同じ符号を付すことにより、その詳細な説明は省略する。また、以下の各例の説明においても、その前の例と同じ構成要素には同様に同じ符号を付すが、符号を付さない構成要素も他の例の対応する構成要素と同じである。

【0082】前述の第1例では、サーボ比を変更するにあたって、動力室25の液圧によって切換制御される圧力切換弁46によって、反力室41に動力室25の液圧を導入するようしているが、この第2例のブレーキ液圧倍力装置1では、圧力切換弁46に代えて、同じ二位置三方弁からなる電磁切換弁61を設けているとともに、出入口27の液圧をすなわち動力室25の液圧を検出する圧力センサ62を設けている。この圧力センサ62の検出信号が図示しない電子制御装置に入力され、電子制御装置はこの検出信号に基づいて動力室25の液圧が所定圧以上であると判断したとき、電磁切換弁61を第2位置IIに切換設定するようになっている。

【0083】この第2例のブレーキ液圧倍力装置1においても、第1例と同じ図4に示す逆二段サーボ特性を有するようになる。この第2例のブレーキ液圧倍力装置1の他の構成および作用効果は、前述の第1例と同じである。

【0084】図6は、本発明の実施の形態の第3例を示す、図1と同様の図である。

【0085】前述の第2例では、電磁切換弁61により、反力室41に対して動力室25の液圧の給排を制御するようしているが、この第3例のブレーキ液圧倍力

20

装置1では、図6に示すように電磁切換弁61に代えてリニアソレノイドバルブからなる電磁比例制御弁63を設けているとともに、圧力調整弁64を設けており、アクチュエータ40のアクチュエータ圧を圧力調整弁64によって調整し、この調整した液圧をこの電磁比例制御弁63によって制御して反力室41に導入するようしている。その場合、電子制御装置は圧力センサ62の検出信号に基づいて動力室25の液圧が所定圧以上であることを判断したとき、圧力センサ62の検出信号の大きさつまり動力室25の液圧に比例した大きさの制御信号を出力して電磁比例制御弁63を作動するようになっている。そして、電磁比例制御弁61は、通常時は反力室41をリザーバ33に接続しているが、作動時は反力室41をリザーバ33から遮断し、この反力室41に、アクチュエータ圧を調圧した液圧を電子制御装置からの制御信号の大きさに比例させて制御した液圧を導入するようになっている。この第3例のブレーキ液圧倍力装置1の他の構成は、前述の第1および第2例と同じである。

【0086】このように構成された第3例のブレーキ液圧倍力装置1においては、圧力センサ62からの検出信号に基づいて、電子制御装置は、動力室25の液圧が電磁比例制御弁63の設定作動圧より低いと判断したときは、電磁比例制御弁63を作動しなく、1電磁比例制御弁61は反力室41をリザーバ33に接続する。したがって、このときは第1および第2例とまったく同じであり、ブレーキ液圧倍力装置1の入出力特性は、直線 α に沿うサーボ特性つまりジャンピング特性および直線 β に沿う通常ブレーキ時のサーボ特性となる。動力室25の液圧が電磁比例制御弁63の設定作動圧になったことが判断されると、電磁比例制御弁63が作動され、この電磁比例制御弁63は作動して反力室41をリザーバ33から遮断するとともに、アクチュエータ圧を調圧した液圧を動力室25の液圧に比例した液圧を反力室41に導入する。これにより、前述の第1および第2例と同様にサーボ比が大きい方に変化する。反力室41に導入された液圧は、動力室25の液圧に比例して上昇するようになるので、サーボ比も比例して次第に大きくなる。このときの、ブレーキ液圧倍力装置1の入出力特性は、

【0087】

40 【数4】

$$F_{out} = \frac{A_5}{A_3 - A_4} F_{in} + \frac{A_5 (A_3 - A_2)}{A_3 - A_4} P_2 \\ + \frac{A_5}{A_3 - A_4} (SPG_2 - SPG_1) - SPG_3$$

【0088】で与えられ、図7に示す直線 α に沿うサーボ特性となる。ここで、 P_2 は反力室41の液圧である。

【0089】反力室41の液圧 P_2 が動力室25の液圧 P_1 に等しくなると、前述の第1例とまったく同じになり、ブレーキ液圧倍力装置1は、直線 α に沿う大きなサ

21

一ポ比によるサーボ制御を行い、そのときのブレーキ液圧倍力装置1の入出力特性は、数式2で与えられる。

【0090】この第3例のブレーキ液圧倍力装置1によれば、直線 β のサーボ比から直線 γ のサーボ比への切換えを、直線 δ に沿って滑らかに行うことができるようになる。また、反力室41にアクチュエータ40の蓄圧を導入するようにしているので、反力室41に動力室25の液圧を導入する場合に比べて、ブレーキ液圧倍力装置1の出力を大きくできる。第3例のブレーキ液圧倍力装置1の他の作用効果は、第1および第2例と同じである。

【0091】なお、反力室41の液圧を制御することにより、図7に二点鎖線で示すように直線 β のサーボ比から直接全負荷に滑らかに変えるようにすることもできる。また、この第3例においても、アクチュエータ圧に代えて、反力室41に動力室25の液圧を電磁比例制御弁63で制御して導入することもできる。

【0092】図8は、本発明の実施の形態の第4例を示す、図2と同様の図である。前述の第1ないし第3例の各ブレーキ液圧倍力装置1では、反力ピストン20を付勢するスプリング21を設けてジャンピング特性を有するようにしているが、この第4例のブレーキ液圧倍力装置1では、反力ピストン20を付勢するスプリング21を削除して反力ピストン20をフリーにし、ブレーキ作動初期のジャンピング特性がないようにしている。この第4例のブレーキ液圧倍力装置1の他の構成は、第1ないし第3例のいずれかと同じである。

【0093】このように構成された第4例のブレーキ液圧倍力装置1においては、ブレーキ操作時、入力軸18が前進して動力室に液圧が導入されると、この動力室の液圧により、直ぐに反力ピストン20が入力軸18に対して後方へ相対移動し、反力ピストン20の右端20eが入力軸18の段部18aに直ぐに当接する。このため、入力軸18のパワーピストン8側の外径が反力ピストン20の外径により入力軸18のパワーピストン8側の外径より大きくなつた状態となる。また、第3例のブレーキ液圧倍力装置1は、直ぐに通常ブレーキ時のサーボ比によるサーボ制御を開始するようになる。このときのブレーキ液圧倍力装置1の入出力特性は、

【0094】

【数5】

$$F_{out} = \frac{A_5}{A_3 - A_4} F_{in} - \frac{A_5}{A_3 - A_4} SPG_1 - SPG_3$$

【0095】で与えられるとともに、図9に示すように直線 β' で表される。すなわち、第1および第2例のような制動初期のジャンピング特性が行われない。

【0096】第1例の場合と同様に、動力室25の液圧が圧力切換弁46の設定作動圧になると、反力室41には動力室25の液圧が導入される。したがって、ブレーキ液圧倍力装置1のサーボ比が通常ブレーキ時のサーボ

22

比より大きなサーボ比に変更される。このときのブレーキ液圧倍力装置1の入出力特性は、

【0097】

【数6】

$$F_{out} = \frac{A_5}{A_2 - A_4} F_{in} - \frac{A_5}{A_2 - A_4} SPG_1 - SPG_3$$

【0098】で与えられるとともに、図9に示すように直線 γ' で表される。この第4例のブレーキ液圧倍力装置1の他の作用効果は、第1ないし第3例のいずれかと同じである。

【0099】なお、この第4例の場合は、反力ピストン20は必ずしも必要ではなく、省略できる。この場合は、入力軸18の動力室25に面する部分（すなわち弁作動部材17のフランジ部17bを含む部分）の断面積が、入力軸8のブレーキペダル側部分の断面積より大きく、かつ入力軸18の、反力室41に面する部分に、反力室41の液圧が入力軸18に対して入力と同方向に作用する受圧部、つまり段付の入力軸18のパワーピストン8側の外径を入力軸18のブレーキペダル側の外径より大きく形成することが必要である。

【0100】また、この第4例のブレーキ液圧倍力装置1において、前述の第2例のように圧力切換弁46に代えて電磁切換弁61を用いることができる。更に、第3例のように圧力センサ62および電磁比例制御弁63を用いて、反力室41に、アクチュエータ圧を調圧した液圧を動力室25の液圧に応じて制御して導入することにより、サーボ比を滑らかに変更するようにすることもできる。この場合のブレーキ液圧倍力装置1の入出力特性は、

【0101】

【数7】

$$F_{out} = \frac{A_5}{A_3 - A_4} F_{in} + \frac{A_5(A_3 - A_2)}{A_3 - A_4} P_2 - \frac{A_5}{A_3 - A_4} SPG_1 - SPG_3$$

【0102】で与えられ、図10に示すように直線 β' 、 δ' 、 γ' で表される。この場合のブレーキ液圧倍力装置1の他の作用効果は、第3例と同じである。

【0103】図11は、本発明の実施の形態の第5例を示す、図1と同様の図である。この第5例のブレーキ液圧倍力装置1は、前述の第4例と同様に、スプリング21が削除されていて、反力ピストン20によるジャンピング特性を有さないものとされている。

【0104】また、この第5例のブレーキ液圧倍力装置1は、マスタシリング2が、プライマリピストン47' とセカンダリピストン47"とを有するタンデムマスタシリング2として構成されている。そして、プライマリピストン47'がパワーピストン8の前端に一体に設けられている。また、セカンダリピストン47"はその後端を除いて前述の各例のマスタシリングピストン47と

同じに構成されている。

【0105】両ピストン47', 47" の間隔を規制する間隔規制ロッド65がマスタシリンダピストン47の方へ突出して固定されているとともに、この間隔規制ロッド65にリテーナ66が軸方向に滑動可能に嵌合されている。また、リテーナ66とプライマリピストン47'の前端との間には、スプリング67が縮設されていて、リテーナ66が常時プライマリピストン47'から遠ざかる方向に付勢されている。通常時は、このリテーナ66は間隔規制ロッド65の頭部65aに当接して、それ以上プライマリピストン47'から離れることを規制されている。

【0106】径方向孔31がセカンダリピストン47"に設けられていることから、制御弁60の弁体15の軸方向孔30は、パワーピストン8に形成された通路孔68、段付孔4の小径部4a、およびハウジング3に穿設された通路孔69を介してリザーバ33に常時接続されている。

【0107】セカンダリピストン47"の後端は、リターンスプリング59のばね力により、通常時はリテーナ66に当接されている。プライマリピストン47'の前端とセカンダリピストン47"の後端には、それぞれカップシール70, 71が設けられており、これらのカップシール70, 71の間の小径部4aに、液室72が形成されている。両カップシール70, 71は、それぞれカップシール70, 71を通る液室72外から液室72内への液の流れは許容するが、カップシール70, 71を通る液室72から液室72外への液の流れは阻止するようになっている。

【0108】そして、パワーピストン8の有効受圧面積、プライマリピストン47'の有効受圧面積、およびセカンダリピストン47"の前後端部の各有効受圧面積はすべて等しく設定されている。

【0109】制御圧導入口45には、可変サポ装置73が接続されている。この可変サポ装置73は、ブレーキ液圧倍力装置1にジャンピング特性を持たせるための第1切換弁74と、この第1切換弁74に直列に配設され、ブレーキ液圧倍力装置1に逆二段サポ特性を持たせるための第2切換弁75とから構成されている。

【0110】第1切換弁74は二位置三方弁からなり、動力室25の液圧によるバイロット圧で制御されるようにされている。そして、この第1切換弁74は、第2切換弁75を出力口27に接続する第1位置Iと、第2切換弁75をリザーバ33に接続する第2位置IIとが設定されており、ブレーキ液圧倍力装置1の非作動時は第1位置Iに設定されているとともに、動力室25の液圧が、ジャンピング作用を終了させる第1設定作動圧（反力ピストン20を付勢するスプリング21を有する前述の例における、反力ピストン20の作動圧に相当する）となると、第2位置IIに切り換え設定されるようになつ

10

20

30

40

40

50

ている。

【0111】また、第2切換弁75も同様に二位置三方弁からなり、動力室25の液圧によるバイロット圧で制御されるようにされている。そして、この第2切換弁75は、制御圧導入口45を第1切換弁74に接続する第1位置Iと、制御圧導入口45を出力口27に接続する第2位置IIとが設定されており、通常時は第1位置Iに設定されているとともに、動力室25の液圧が、サボ比切換点の液圧に設定された第2設定作動圧になると第2位置IIに切り換え設定されるようになっている。

【0112】ところで、この第5例のブレーキ液圧倍力装置1は、サボ比を変更する可変サボ装置73の他にもいくつかの装置を備えている。すなわち、液室72は、ハウジング3の接続口76を介して可変ストローク装置77に接続されている。この可変ストローク装置77は、ピストン78、シリング79、およびスプリング80を有し、ペダルストロークを確保するためのストロークシミュレータ81と、接続口76とストロークシミュレータ81との間の通路に設けられたオリフィス82と、このオリフィス82をバイパスして設けられ、ストロークシミュレータ81から接続口76への液の流れのみを許容するチェックバルブ83とから構成されている。

【0113】また、ハウジング3に接続口84が穿設されており、この接続口84は、液圧回路36から分岐された液通路85に接続されている。液通路85には、自動ブレーキ装置86が設けられており、この自動ブレーキ装置86は、二位置三方弁からなる電磁切換弁87と、圧力調整弁88とから構成されている。この電磁切換弁87は、接続口84をリザーバ33に接続する第1位置Iと、接続口79を、圧力調整弁88を介してアクチュエータ40に接続する第2位置IIとが設定されており、通常時は第1位置Iに設定されているとともに、自動ブレーキ作動時に第2位置IIに切り換え設定されるようになっている。そして、プライマリピストン47'の非作動位置では、カップシール70が通路孔69と接続口84との間に位置するようになっている。したがって、非作動時には、液は液室72と接続口84との間で両方向に自由に流れようになっているが、パワーピス

トン8が前進して、カップシール70が接続口84を通り過ぎると、接続口84から液室72に向かう液の流れは許容されるが、液室72から接続口84に向かう液の流れは阻止されるようになっている。

【0114】ブレーキ液圧倍力装置1の出力口27と一方の系統のホイールシリング28, 29とを接続する液通路には、ポンプ38およびアクチュエータ40の液圧源の失陥時に、一方の系統のブレーキを確実に作動するための液圧失陥時ブレーキ作動装置89が設けられている。この液圧失陥時ブレーキ作動装置89は、ピストン90、シリング91、およびスプリング92を有する圧

25

力変換シリング93と、二位置三方弁からなる圧力制御切換弁94とから構成されている。

【0115】圧力変換シリング93は、ポンプ38から吐出された圧液が導入されたとき、ピストン90が作動してブレーキ液圧を発生し、このブレーキ液圧はホイールシリング28, 29に導入されるようになっている。また、圧力変換シリング93は、液圧失陥がホイールシリング28, 29側の失陥によるものである場合、ポンプ38から吐出された液（つまり、アクチュエータ蓄圧液）がこの失陥部から外へ漏出するのを防止するようになっている。

【0116】圧力制御切換弁94は、アクチュエータ40の蓄圧によるバイロット圧で制御されるようにされている。また、この圧力制御切換弁94は、圧力変換シリング93を出力口27に接続する第1位置Iと、圧力変換シリング93を接続口76に接続する第2位置IIとが設定されており、液圧正常時は第1位置Iに設定されるとともに、液圧失陥時は第2位置IIに切り換え設定されるようになっている。この第5例のブレーキ液圧倍力装置1の他の構成は、第4例と同じである。

【0117】このように構成された第5例のブレーキ液圧倍力装置1においては、液圧正常時でかつ非作動時は、ブレーキ液圧倍力装置1は図示の状態になっている。この状態で、通常ブレーキ操作が行われ、動力室25に液圧が導入されると、パワーピストン8が前進するとともに、反力ピストン20は直ぐに作動して、その右端20eが入力軸18の段部18aに当接すると同時に、動力室25の液圧が直ぐに反力室41に導入される。これにより、ブレーキ液圧倍力装置1は、前述の例と同様に通常ブレーキ時のサーボ比より大きなサーボ比でサーボ制御を行うようになる。このときの、ブレーキ液圧倍力装置1の入出力特性は、前述の数式6で与えられるとともに、図12に示すように直線 α'' で表される。したがって、この直線 α'' のサーボ比によるサーボ制御は、反力ピストン20によるジャンピング作用とはほぼ同じジャンピング作用を行うようになる。

【0118】パワーピストン8の前進でプライマリピストン47'も前進し、そのカップシール70が接続口84を通過すると、液室72がリザーバ33から遮断されて密封状態となる。このため、プライマリピストン47'の前進で、液室72の液が接続口76から、可変ストローク装置77のストロークシュミレーター81に送られる。このとき、プライマリピストン47'は、通常ブレーキ作動時であるため通常の速度で前進するので、ストロークシュミレーターへ流動する液に対するオリフィス82のオリフィス効果は小さい。したがって、プライマリピストン47'すなわちパワーピストン8は通常の速度で、ピストン78のストローク分つまりストロークシュミレーター81のストロークシュミレーター分、ストロークするようになる。

26

【0119】動力室25の液圧が第1設定作動圧になると、第1切換弁74が作動して第2位置IIに切換設定され、反力室41が出力口27から遮断されるとともにリザーバ33に接続される。このため、反力室41の液圧はリザーバ33に排出され、前述の例と同様にサーボ比が小さくなつて通常ブレーキ時のサーボ比と同じになり、これ以後、ブレーキ液圧倍力装置1は、通常ブレーキ時のサーボ比でサーボ制御を行うようになる。このときの、ブレーキ液圧倍力装置1の入出力特性は、前述の数式5で与えられるとともに、図12に示すように直線 β'' で表される。

【0120】動力室25の液圧が第2設定作動圧になると、第2切換弁75が作動して第2位置IIに切換設定され、反力室41がリザーバ33から遮断されるとともに再び出力口27に接続される。このため、反力室41には、動力室25の液圧が再び導入され、前述の例と同様にサーボ比が通常ブレーキ時のサーボ比より大きいサーボ比でのサーボ制御を行うようになる。このときの、ブレーキ液圧倍力装置1の入出力特性は、前述の数式6で与えられるとともに、図12に示すように直線 α'' と同じ直線である直線 γ'' で表される。

【0121】このように、この第5例のブレーキ液圧倍力装置1においては、ブレーキ作動初期段階で、直線 α'' に沿つた大きなサーボ比のサーボ制御によるジャンピング作用が行われ、その後直線 β'' に沿つた小さなサーボ比のサーボ制御による通常ブレーキ作用が行われ、入力がある程度大きくなると、再び直線 γ'' に沿つた大きなサーボ比のサーボ制御による、急ブレーキ等の大きなブレーキ力を必要とするブレーキ制御が行われるようになる。

【0122】こうして、第5例のブレーキ液圧倍力装置1は反力ピストン20によるジャンピング特性を有さなくとも、簡単な構造で、第1切換弁74によってジャンピング特性を有するようになるとともに、第2切換弁75によって逆二段サーボ特性を有するようになる。

【0123】ところで、この第5例のブレーキ液圧倍力装置1は、ジャンピング作用および逆二段サーボ特性による可変サーボ作用を行うばかりでなく、可変ストローク作用、自動ブレーキ作用、および液圧失陥時のブレーキ作用も行うようになっている。

【0124】まず、可変ストロークの作用について説明する。運転者が通常ブレーキ時の速度でブレーキペダルを踏み込んだ場合は、前述の通りである。また、ブレーキペダルを急速に踏み込んで急ブレーキをかけると、パワーピストン8およびプライマリピストン47'も急速に前進するので、液室72の液は急速に接続口76からストロークシュミレーター81に送給される。このとき、接続口76からの液の流速が速いので、オリフィス82によるオリフィス効果が大きくなり、液室72に高い圧が発生し、この液室72の高い液圧がプライマリピス

27

トン47'およびパワーピストン8を介して入力軸18に大きな反力として作用するので、ペダルストロークは通常ブレーキ時により小さくなる。したがって、この大きな反力により、液圧倍力装置1は大きな出力を発生し、この大きな出力によりマスタシリングダ2のセカンダリピストン47"が高いマスタシリングダ圧を発生するとともに、このセカンダリピストン47"の有効受圧面積とパワーピストン8の有効受圧面積とが同じであることから、動力室25の液圧がこのマスタシリングダ圧と等しい高い液圧となる。

【0125】そして、動力室25の高い液圧が出力口27から圧力変換シリングダ93に供給され、圧力変換シリングダ93のピストン90が作動して高圧のブレーキ液圧を発生し、この高いブレーキ液圧がホイールシリングダ28, 29に導入され、ホイールシリングダ28, 29は大きなブレーキ力を発生する。一方、高いマスタシリングダ圧が出力口50からホイールシリングダ51, 52に導入され、ホイールシリングダ51, 52は大きなブレーキ力を発生する。

【0126】ブレーキペダルの解放によりブレーキ作動が解除されると、ストロークシムレータ81に供給された液は、チェックバルブ83により遅れることなく液室72の方へ戻されるので、オリフィス82が設けられても、パワーピストン8および入力軸18は遅れることなく、非作動位置に戻るようになる。

【0127】このようにして、オリフィス82によりブレーキペダルの踏み込み速度に応じてペダルストロークを変えることができ、ブレーキペダルの急速な踏み込み時には、可変ストローク装置77により、液圧倍力装置1は入力軸18の小さいストロークで大きな出力を発生するので、ブレーキ力の立ち上がりが早くなるとともに、両系統に大きなブレーキ力が迅速に発生されるようになる。

【0128】次に、自動ブレーキ作用について説明する。車両走行中に、自動ブレーキ作動条件が成立すると、図示しない電子制御装置が電磁切換弁87を第2位置IIに切換設定される。このため、接続口84が圧力調整弁88を介してアキュムレータ40に接続される。すると、アキュムレータ40の蓄圧が圧力調整弁88によって所定圧に調整され、この調整された液圧が接続口84を通って液室72に導入されるとともに、この液圧により圧力制御切換弁94が第2位置IIに切換設定される。液室72に導入された液圧は、更に接続口76を通して可変ストローク装置77に導入されるとともに、液圧失陥時ブレーキ作動装置89の圧力変換シリングダ93に導入される。すると、ピストン90が作動してブレーキ液圧を発生し、発生したブレーキ液圧がホイールシリングダ28, 29に導入されて、一方の系統のブレーキが作動する。

【0129】一方、液室72に導入されかつ調整された

28

液圧は、マスタシリングダ2のセカンダリピストン47"の後端面に作用するようになるので、セカンダリピストン47"が作動し、液圧49に、液室72の液圧と等しいマスタシリングダ圧を発生する。このマスタシリングダ圧がホイールシリングダ51, 52に導入されて、他方の系統のブレーキが作動する。こうして、自動ブレーキが両系統に確実に作動するようになる。

【0130】自動ブレーキの作動解除の条件が成立すると、電子制御装置は電磁切換弁87を再び非作動の第1

10 位置Iに設定する。このため、接続口76がリザーバ33に接続されるので、液室72および圧力変換シリングダ93の液圧はリザーバ33に排出される。このとき、接続口84の液圧がある程度低下すると、圧力制御切換弁94が第1位置Iに復帰されて、圧力変換シリングダ93が動力室25に接続されるので、圧力変換シリングダ93の圧液は動力室25を通ってリザーバ33に排出される。これにより、圧力変換シリングダ93のブレーキ液圧が消滅し、一方の系統のブレーキが解除される。

【0131】また、液室72がリザーバ33に接続され20 てその液圧が低下することにより、セカンダリピストン47"も後退し、セカンダリピストン47"が非作動位置に戻ったときは、前述の通常ブレーキの場合と同様に液室49がリザーバ33に連通するので、マスタシリングダ圧が消滅し、他方の系統のブレーキが解除される。こうして、自動ブレーキが完全に解除される。

【0132】次に、液圧失陥時のブレーキ作用について説明する。ポンプ38およびアキュムレータ40等の液圧源の液圧が失陥すると、圧力制御切換弁94が第2位置IIに設定される。この状態で、運転者がブレーキペダルの踏み込みによる通常ブレーキ操作を行って入力軸18を前進させ、制御弁60を切り換ても、動力室25には液圧が導入されない。このため、パワーピストン8は、動力室25の液圧によっては作動しない。更に、ブレーキペダルが大きく踏み込まれて入力軸18が大きく前進すると、弁体15が最大ストロークしてパワーピストン8に当接して、このパワーピストン8を押すようになる。すると、パワーピストン8と一体のアライマリピストン47'が前進し、そのカップシール70が接続口84を通過すると、液室72に液圧が発生し、この液圧が接続口76を介して圧力変換シリングダ93に導入される。これ以後の一方の系統のブレーキは、前述の自動ブレーキの場合と同じようにして作動する。

【0133】更に、この液圧失陥時のブレーキ作動においては、アライマリピストン47'が前進することにより、セカンダリピストン47"も前進し、前述と同様に弁54が弁座58に着座して、液室49に液圧が発生する。液室49の液圧は出力口50を介して他方の系統のホイールシリングダ51, 52に導入され、他方の系統のブレーキも作動する。このとき、セカンダリピストン4

50 7"の前後端の各有効受圧面積が等しいので、液室72

の液圧と液室49の液圧は同じになり、その結果、両系統のブレーキ力は同じになる。

【0134】液圧失陥時におけるブレーキ作動の解除は、通常ブレーキの解除と同様にブレーキペダルを解放することにより行われる。ブレーキペダルの解放により、パワーピストン8とともにプライマリピストン47'が後退して、液室72の液圧が低下するので、一方の系統のブレーキ力が低下するとともに、セカンダリピストン47"が後退して、液室49の液圧が低下するので、他方の系統のブレーキ力も低下する。更に、アライマリピストン47'が後退して、カップシール70が接続口84を通過すると、液室72が接続口84に連通する。すると、液室72がリザーバ33に連通するので、液室72および圧力変換シリンダ93の液圧がリザーバ33に排出されるので、一方の系統のブレーキが完全に解除される。また、マスターシリンダピストン47も更に後退するので、通常ブレーキの作動解除と同様に、弁54が弁座58から離座するので、液室49がリザーバ33に連通し、他方の系統のブレーキも完全に解除される。この第5例のブレーキ液圧倍力装置1の他の作用効果は、第2例と同じである。

【0135】図13は、本発明の実施の形態の第6例を示す、図11と同様の図である。この第6例のブレーキ液圧倍力装置1は、前述の図11に示す第5例の可変サーボ装置73における動力室25の液圧により制御される第1および第2切換弁74,75に代えて、二位置三方弁からなる電磁切換弁95が設けられている。この電磁切換弁95は、非作動時に制御圧導入口45を出力口27に接続する第1位置Iと、作動時に制御圧導入口45をリザーバ33に接続する第2位置IIとが設定されている。また、圧力センサ62への液圧導入通路に、オリフィス100と、このオリフィス100をバイパスして設けられ、圧力センサ62から排出される方向の液の流れのみを許容するチェックバルブ101とを備えている。

【0136】そして、電子制御装置は、圧力センサ62によって検出された出力口の液圧つまりは動力室25の液圧が従来のジャンピング作用を終了するジャンピング終了圧になるまでは、この電磁切換弁95を非作動の第1位置Iに設定し、また動力室25の液圧がジャンピング作用終了圧になったとき、電磁切換弁95を作動して第2位置IIに設定し、更に動力室25の液圧がサーボ比切換点の圧力となったとき、電磁切換弁95を再び非作動の第1位置Iに設定するようになっている。

【0137】可変ストローク装置72は、第1電磁開閉弁102を介して接続口76に接続されている。この第1電磁開閉弁102は、連通位置Iと遮断位置IIとが設定されており、通常時は連通位置Iに設定される常開弁とされている。更に、可変ストローク装置72は、接続口76と圧力変換シリンダ93とを接続する通路に設け

られた第2電磁開閉弁103を備えている。この第2電磁開閉弁103は、遮断位置Iと連通位置IIとが設定されており、通常時は遮断位置Iに設定される常閉弁とされている。

【0138】前述の第5例の液圧失陥時ブレーキ作動装置89における圧力制御切換弁94は、アクチュエータ40の蓄圧によって切換制御されるようになっているが、この第6例の液圧失陥時ブレーキ作動装置89においては、この圧力制御切換弁94は、二位置三方弁からなる電磁切換弁で構成されている。そして、この電磁切換弁の切換制御のために、アクチュエータ40の蓄圧を検出する圧力センサ104が設けられている。

【0139】そして、電子制御装置は、自動ブレーキ作動条件が成立したと判断したとき、および圧力センサ104からの検出信号に基づいてアクチュエータ40の蓄圧が失陥したと判断したときに、圧力制御切換弁94を切換設定するようになっている。この第6例のブレーキ液圧倍力装置の他の構成は、第5例と同じである。

【0140】このように構成されたこの第6例のブレーキ液圧倍力装置の作用について説明する。ブレーキ非作動時は、ブレーキ液圧倍力装置1およびマスターシリンダ2の各構成要素は、図13に示す非作動位置にある。この状態で、ブレーキペダルの通常速度の踏み込みで通常ブレーキ操作が行われると、前述のように動力室25に圧液が導入されるとともに、この動力室25の圧液は、更に出力口27、電磁切換弁95を通じて制御圧導入口45から反力室41に導入される。このとき、通常速度でブレーキペダルが踏み込まれるので、液はオリフィス100によってほとんど絞られることなく、反力室41に導入される。こうして、前述の第5例と同様に、ブレーキ液圧倍力装置1は、図12に示す直線α"のサーボ比によるサーボ制御、すなわちジャンピング作用を行うようになる。

【0141】動力室25の液圧がジャンピング作用を終了する大きさになると、圧力センサ62の検出信号に基づいて、電子制御装置が電磁切換弁95を第2位置IIに切り換える。すると、反力室41はリザーバ33に接続され、反力室41に導入された圧液はチェックバルブ101および電磁切換弁95を通じてリザーバ33に遅れることなく排出される。これにより、ブレーキ液圧倍力装置1は、図12に示す直線β"の小さいサーボ比による通常のサーボ制御を行いうようになる。動力室25の液圧がサーボ比切換点になると、電磁切換弁95が再び第1位置Iに切り換えられる。すると、反力室41は再び出力口27に接続されるので、動力室25の圧液が反力室41に導入され、反力室41の液圧が動力室25の液圧と同じになる。これにより、ブレーキ液圧倍力装置1は、図12に示す直線γ"の大きいサーボ比によるサーボ制御を行いうようになる。

【0142】ところで、ブレーキペダルが通常速度より

31

はるかに急速に踏み込まれて急ブレーキ操作が行われると、動力室25の液圧が急速に上昇する。すると、動力室25の圧液が反力室41へ急速に流動するようになるが、オリフィス100により圧力センサ62の液圧上昇が遅れるので、電磁切換弁95の切換が遅れる。この遅れの分、図12に示す直線 α'' の大きなサーボ比から直線 β'' の小さなサーボ比への移行が遅くなる。つまり、サーボ比切換点が変わり、ジャンピング作用の終了が遅くなる。したがって、その分ブレーキ液圧倍力装置1は大きな出力を発生するようになり、急ブレーキ時により大きなブレーキ力を得ることができる。

【0143】一方、可変ストローク装置77においては、各電磁弁94, 102, 103が図13に示す非作動位置にあるときは、前述の第5例とまったく同じように作動し、ブレーキペダルは、ストロークシミュレータ81のストロークシミュレータ分だけストロークする。また、第1電磁開閉弁102のみが作動して遮断位置IIに設定されると、液室72がストロークシミュレータ81から遮断されてロック状態となり、ペダルストロークはマスターシリンダ2のセカンダリビストン47側の他方の系統のストローク分のみとなる。更に、第1および第2電磁開閉弁102, 103と電磁切換弁94とが作動してともに位置IIに設定されると、圧力変換シリンダ93が動力室25から遮断されかつ液室72に接続されるとともに、液室72がストロークシミュレータ81から遮断される。このときは、ペダルストロークはホイールシリンダ28, 29のストローク分となる。更に、第2電磁開閉弁103と電磁切換弁94とが作動してともに位置IIに設定されると、圧力変換シリンダ93が動力室25から遮断されかつ液室72に接続される。このときは、液室72はストロークシミュレータ81に接続されるので、ペダルストロークはストロークシミュレータ81のストロークシミュレータ分とホイールシリンダ28, 29のストローク分とを加えたものとなる。

【0144】このように、各電磁弁94, 102, 103の作動を制御することにより、ペダルストロークを種々変えることができるようになる。したがって、積載状態等の車両状況、ブレーキ状況、あるいは運転者等によって、より適正なペダルストロークを設定することができる。

【0145】また、自動ブレーキ装置86においては、自動ブレーキ作動条件が成立すると、電子制御装置が、電磁切換弁87を第2位置IIに切り換えるだけでなく、電磁切換弁94も第2位置IIに切り換える。したがって、前述の第5例の場合とまったく同じになり、自動ブレーキが作動する。

【0146】更に、液圧失陥時ブレーキ作動装置89においては、アクチュエータ40の液圧が失陥すると、圧力センサ104からの検出信号により、電子制御装置は電磁切換弁94を第2位置IIに切り換える。したがつ

32

て、前述の第5例の場合とまったく同じになり、液圧失陥時でも、ブレーキペダルの踏み込みによりブレーキを作動させることが可能となる。

【0147】図14は、本発明の実施の形態の第7例を部分的に示す図である。前述の図11に示す第5例では、第1および第2切換弁74, 75を用いて、ジャンピング特性と逆二段サーボ特性を得るようにしているが、この第7例のブレーキ液圧倍力装置1は、図14に示すように第3および第4電磁開閉弁105, 106が用いられている。

【0148】第3電磁開閉弁105は、制御圧導入口45とリザーバ33とを接続する通路に設けられて、制御圧導入口45とリザーバ33とを遮断する遮断位置Iと、制御圧導入口45とリザーバ33とを連通する連通位置IIとが設定されており、通常は遮断位置Iに設定される常閉の開閉弁とされている。

【0149】第4電磁開閉弁106は、制御圧導入口45と出力口27とを接続する通路に設けられて、制御圧導入口45と出力口27とを連通する連通位置Iと、制御圧導入口45と出力口27とを遮断する遮断位置IIとが設定されており、通常は連通位置IIに設定される常開の開閉弁とされている。更に、これらの第3および第4電磁開閉弁105, 106の開閉は、動力室25の液圧によって制御されるようになっており、そのために前述と同様の、動力室25の液圧を検出する圧力センサ62が設けられている。この第7例のブレーキ液圧倍力装置1の他の構成は、第5例と同じである。

【0150】このように構成された第7例のブレーキ液圧倍力装置1においては、図14に示す非作動状態から、通常ブレーキ操作が行われると、第5例とまったく同様にして、ブレーキ液圧倍力装置1は図12に示す直線 α'' のサーボ比によるジャンピング作用を行う。動力室25の液圧がジャンピング作用の終了に対応する圧力になると、圧力センサ62からの検出信号に基づいて、電子制御装置が第3電磁開閉弁105を連通位置Iに、また第4電磁開閉弁106を遮断位置IIに設定する。すると、反力室41がリザーバ33に接続されるので、ブレーキ液圧倍力装置1は図12に示す直線 β'' のサーボ比による通常ブレーキのサーボ制御を行う。動力室25の液圧がサーボ比切換点の圧力になると、圧力センサ62からの検出信号に基づいて、電子制御装置が第3電磁開閉弁105を遮断位置Iに、また第4電磁開閉弁106を連通位置Iに設定する。すると、反力室41が出力口27に接続されるので、ブレーキ液圧倍力装置1は図12に示す直線 γ'' の大きなサーボ比によるサーボ制御を行う。この第7例のブレーキ液圧倍力装置1の他の構成および作用効果は、第5例と同じである。

【0151】なお、図11に示す第5例のブレーキ液圧倍力装置1の第1切換弁74へのパイロット圧の導入通路に、第6および第7例と同様のオリフィス100とチ

33

エックバルブ101とを設けて、急ブレーキ時に、第1切換弁74の第2位置IIへの切換を遅らせることにより、同様にしてより大きなブレーキ力を得るようにすることもできる。

【0152】図15は、本発明の実施の形態の第8例を部分的に示す図である。図15に示すように、この第8例のブレーキ制御装置1の可変サーボ装置73では、図6に示す電磁比例制御弁63および圧力調整弁64が設けられており、アキュムレータ40のアキュムレータ圧が圧力調整弁64によって調整され、更に電磁比例制御弁63によって制御されて反力室41に導入されるようになっている。この第8例のブレーキ液圧倍力装置1の他の構成は、第5例と同じである。

【0153】この第8例のブレーキ液圧倍力装置1においては、非作動時は、電磁比例制御弁63が反力室41をリザーバ33から遮断されかつ最大開弁量で圧力調整弁64に接続しており、したがってアキュムレータ40の蓄圧を圧力調整弁64によって調圧した液圧が反力室33に導入されている。この状態で、通常ブレーキ操作が行われると、ブレーキ液圧倍力装置1は、図12に示す直線 α'' の大きなサーボ比によるサーボ制御、すなわちジャンピング作用を行うようになる。

【0154】動力室25の液圧がジャンピング作用を終了する大きさになると、圧力センサ62の検出信号に基づいて、電子制御装置は電磁比例制御弁63を作動制御するので、電磁比例制御弁63は反力室41の液圧を動力室25の液圧に応じた圧力に制御する。これにより、ブレーキ液圧倍力装置1は、図12に示す直線 β'' の小さいサーボ比による通常のサーボ制御を行うようになる。動力室25の液圧がサーボ比切換点になると、電磁比例制御弁63が再び非作動となり、反力室41に圧力調整弁64によって調圧した液圧が導入される。これにより、ブレーキ液圧倍力装置1は、再び図12に示す直線 α'' と同じ直線 α'' の大きいサーボ比によるサーボ制御を行うようになる。このように、この第8例のブレーキ液圧倍力装置1においても、ジャンピング作用と逆二段サーボ作用とを行うようになる。この第8例のブレーキ液圧倍力装置1の他の作用効果は、第5例と同じである。

【0155】なお、小さいサーボ比から大きいサーボ比へ移行する際に、電磁比例制御弁63を適宜制御することにより、前述の図7および図10に直線 δ, δ' で示すと同様に滑らかに移行することができる。また、反力室41に導入される液圧として、アキュムレータの蓄圧に代えて動力室25の液圧を用いることもできる。

【0156】ところで、前述の第5ないし第8例では、パワーピストン8側が小径でブレーキペダル側が大径の段付の入力軸18と反力ピストン20とを用いて、入力軸18のパワーピストン8側をブレーキペダル側より大径にする段部を形成し、この段部を反力室41に位置す

34

るようしているが、以後の各例では反力ピストン20を省略し、パワーピストン8側が小径でブレーキペダル側が大径の段付の入力軸18の段部を反力室41に位置するようしている。

【0157】図16は、本発明の実施の形態の第9例を部分的に示す図である。図11に示す第5例では、反力ピストン20により、入力軸18のパワーピストン8側の外径が実質的に反力ピストン20の外径(受圧面積A₃)となるため、ブレーキペダル側の外径(受圧面積A₂)より大きく設定され、反力室41の液圧は、反力ピストン20の外径と入力軸18のブレーキペダル側の外径との段部に、入力軸18の入力と同方向に作用するようになっているが、図16に示すように、この第9例のブレーキ液圧倍力装置1は、反力ピストン20が省略されており、したがって入力軸18のパワーピストン8側の外径(受圧面積A₁)がブレーキペダル側の外径(受圧面積A₂)より小さく設定され、反力室41の液圧は、入力軸18の段部18aに、入力軸18の入力と逆方向に作用するようになっている。

【0158】また、制御圧導入口45に接続される可変サーボ装置73は、ジャンピング作用を行うための第1切換弁107と、この第1切換弁107に直列に配設されて、逆二段サーボ作用を行うための第2切換弁108とから構成されている。

【0159】第1切換弁107は二位置三方弁からなり、動力室25の液圧によるパイロット圧で制御されるようになっている。そして、この第1切換弁107は、第2切換弁108をリザーバ33に接続する第1位置Iと、第2切換弁108を出力口27に接続する第2位置IIとが設定されており、ブレーキ液圧倍力装置1の非作動時は第1位置Iに設定されているとともに、動力室25の液圧が、ジャンピング作用を終了させる第1設定作動圧となると、第2位置IIに切り換え設定されるようになっている。

【0160】また、第2切換弁108も同様に二位置三方弁からなり、動力室25の液圧によるパイロット圧で制御されるようになっている。そして、この第2切換弁108は、制御圧導入口45を第1切換弁107に接続する第1位置Iと、制御圧導入口45をリザーバ33に接続する第2位置IIとが設定されており、通常時は第1位置Iに設定されているとともに、動力室25の液圧が、サーボ比切換点の液圧に設定された第2設定作動圧になると第2位置IIに切り換え設定されるようになっている。この第9例のブレーキ液圧倍力装置1の他の構成は、第5例と同じである。

【0161】このように構成された第9例のブレーキ液圧倍力装置1においては、非作動時は、ブレーキ液圧倍力装置1は図示の状態になっている。この状態で、通常ブレーキ操作により、動力室25に液圧が導入される

と、パワーピストン8が前進する。このとき、動力室2

35

5の液圧は、第1切換弁107が第1位置Iに設定されているため、反力室41には導入されない。これにより、ブレーキ液圧倍力装置1は、前述の例と同様に通常ブレーキ時のサーボ比より大きなサーボ比でサーボ制御を行うようになる。このときの、ブレーキ液圧倍力装置1の出入力特性は、前述の数式1で与えられるとともに、図12に示すように直線 α'' で表される。したがって、ブレーキ液圧倍力装置1はこの直線 α'' のサーボ比によるジャンピング作用を行うようになる。

【0162】動力室25の液圧が第1設定作動圧になると、第1切換弁107が作動して第2位置IIに切換設定され、反力室41が出力口27に接続され、動力室25の液圧が反力室41に導入される。これにより、サーボ比が小さくなつて通常ブレーキ時のサーボ比と同じになり、これ以後、ブレーキ液圧倍力装置1は、この通常ブレーキ時のサーボ比でサーボ制御を行うようになる。このときの、ブレーキ液圧倍力装置1の出入力特性は、数式6で与えられるとともに、図12に示すように直線 β'' で表される。

【0163】動力室25の液圧が第2設定作動圧になると、第2切換弁108が作動して第2位置IIに切換設定され、反力室41がリザーバ33に接続される。すると、反力室41の圧液がリザーバ33に排出され、反力室41は大気圧となる。このため、サーボ比が通常ブレーキ時のサーボ比より大きいサーボ比でのサーボ制御を行うようになる。このときの、ブレーキ液圧倍力装置1の出入力特性は、前述の数式1で与えられるとともに、図12に示すように直線 α'' と同じ直線である直線 γ'' で表される。

【0164】このように、この第9例のブレーキ液圧倍力装置1においては、ブレーキ作動初期段階で、直線 α'' に沿つた大きなサーボ比のサーボ制御によるジャンピング作用が行われ、その後直線 β'' に沿つた小さなサーボ比のサーボ制御による通常ブレーキ作用が行われ、入力がある程度大きくなると、直線 γ'' に沿つた大きなサーボ比のサーボ制御による、大きなブレーキ力を必要とするブレーキ制御が行われるようになる。こうして、第9例のブレーキ液圧倍力装置1は反力ピストン20を有さなくとも、第1切換弁107によってジャンピング特性を有するようになるとともに、第2切換弁108によって逆二段サーボ特性を有するようになる。この第9例のブレーキ液圧倍力装置1の他の作用効果は、第5例と同じである。

【0165】図17は、本発明の実施の形態の第10例を部分的に示す図である。図16に示す第9例では、反力室41に対する圧液の給排を2つの切換弁107, 108によって制御しているが、この第10例のブレーキ制御装置1の可変サーボ装置73では、図17に示すようにこれらの切換弁107, 108に代えて、電磁切換弁109が設けられている。また、可変サーボ装置73

36

は、ピストン96、シリンダ97、およびスプリング98を有し、液を溜めるための低圧アキュムレータ99と、指示圧導入口45と電磁切換弁109および低圧アキュムレータ99との間の通路に設けられたオリフィス100と、このオリフィス100をバイパスして設けられ、指示圧導入口45から電磁切換弁109および低圧アキュムレータ99への液の流れのみを許容するチェックバルブ101とを備えている。

【0166】電磁切換弁109は、非作動時に制御圧導入口45をリザーバ33に接続する第1位置Iと、作動時に制御圧導入口45を出力口27に接続する第2位置IIとが設定されている。そして、電子制御装置は、圧力センサ62によって検出された動力室25の液圧が従来のジャンピング作用を終了するジャンピング終了圧になるまでは、この電磁切換弁109を非作動の第1位置Iに設定し、また動力室25の液圧がジャンピング作用終了圧になったとき、電磁切換弁109を作動して第2位置IIに設定し、更に動力室25の液圧がサーボ比切換点の圧力となったとき、電磁切換弁109を再び非作動の第1位置Iに設定するようになっている。この第10例のブレーキ液圧倍力装置1の他の構成は、第9例と同じである。

【0167】この第10例のブレーキ液圧倍力装置1においては、ブレーキ非作動時は、反力室41がリザーバ33に接続されて大気圧となっており、この状態で、通常ブレーキ操作が行われると、ブレーキ液圧倍力装置1は、図12に示す直線 α'' の大きなサーボ比によるサーボ制御、すなわちジャンピング作用を行うようになる。

【0168】動力室25の液圧がジャンピング作用を終了する大きさになると、圧力センサ62の検出信号に基づいて、電子制御装置が電磁切換弁109を第2位置IIに切り換え、反力室41に動力室25の圧液が導入される。このとき、通常ブレーキ時であるので、圧液は通常速度で流動しオリフィス100によって絞られない。これにより、ブレーキ液圧倍力装置1は、ジャンピング作用が遅れることなく終了し、図12に示す直線 β'' の小さいサーボ比による通常のサーボ制御を行うようになる。動力室25の液圧がサーボ比切換点になると、電磁切換弁109が再び第1位置Iに切り換えられ、反力室41が再びリザーバ33に接続されるので、動力室25の圧液がリザーバ33に排出され、反力室41の液圧が大気圧となる。これにより、ブレーキ液圧倍力装置1は、再び図12に示す直線 α'' と同じ直線 γ'' の大きいサーボ比によるサーボ制御を行ふようになる。

【0169】ところで、急ブレーキ操作が行われると、動力室25の液圧が急速に上昇する。すると、電磁切換弁109が第2位置IIに切り換えられたとき、動力室25の圧液が反力室41へ急速に流動するようになるが、この圧液はオリフィス100によって絞られるとともに50 低圧アキュムレータ99に貯えられ、その結果低圧アキ

37

ュムレータ99が蓄圧されるようになる。このため、反力室41の液圧上昇が遅れるので、その分、図12に示す直線 α'' の大きなサーボ比から直線 β'' の小さなサーボ比への移行が遅くなる。つまり、サーボ比切換点が変わり、ジャンピング作用の終了が遅くなる。したがって、その分ブレーキ液圧倍力装置1は大きな出力を発生するようになり、急ブレーキ時により大きなブレーキ力を得ることができる。

【0170】このように、この第10例のブレーキ液圧倍力装置1においても、ジャンピング作用と逆二段サーボ作用とを行うようになる。この第10例のブレーキ液圧倍力装置1の他の作用効果は、第9例と同じである。

【0171】図18は、本発明の実施の形態の第11例を部分的に示す図である。図18に示すように、この第11例のブレーキ制御装置1の可変サーボ装置73では、図14に示す第7例と同様に2個の第3および第4電磁開閉弁110, 110が設けられている。

【0172】第3電磁開閉弁110は、第7例の第4電磁開閉弁106と同じ常開の開閉弁であり、また第4電磁開閉弁111は第7例の第3電磁開閉弁105と同じ常閉の開閉弁である。この第11例のブレーキ液圧倍力装置1の他の構成は、第9例と同じである。

【0173】この第11例のブレーキ液圧倍力装置1においては、ブレーキ非作動時は、反力室41がリザーバ33に接続されて大気圧となっており、この状態で、通常ブレーキ操作が行われると、ブレーキ液圧倍力装置1は、図12に示す直線 α'' の大きなサーボ比によるサーボ制御、すなわちジャンピング作用を行うようになる。

【0174】動力室25の液圧がジャンピング作用を終了する大きさになると、圧力センサ62の検出信号に基づいて、電子制御装置が第3および第4電磁切換弁110, 111をともに第2位置IIに切り換え、反力室41に動力室25の圧液が導入される。これにより、ブレーキ液圧倍力装置1は、図12に示す直線 β'' の小さいサーボ比による通常のサーボ制御を行うようになる。動力室25の液圧がサーボ比切換点になると、第3および第4電磁切換弁110, 111がともに再び第1位置Iに切り換えられ、反力室41が再びリザーバ33に接続されるので、動力室25の圧液がリザーバ33に排出され、反力室41の液圧が大気圧となる。これにより、ブレーキ液圧倍力装置1は、再び図12に示す直線 α'' と同じ直線 γ'' の大きいサーボ比によるサーボ制御を行うようになる。

【0175】このように、この第11例のブレーキ液圧倍力装置1においても、ジャンピング作用と逆二段サーボ作用とを行うようになる。この第11例のブレーキ液圧倍力装置1の他の作用効果は、第9例と同じである。

【0176】図19は、本発明の実施の形態の第12例を部分的に示す図である。図19に示すように、この第12例のブレーキ制御装置1の可変サーボ装置73で

38

は、図6に示す電磁比例制御弁63および圧力調整弁64が設けられており、アクチュエータ40のアクチュエータ圧が圧力調整弁64によって調整され、更に電磁比例制御弁63によって制御されて反力室41に導入されるようになっている。この第12例のブレーキ液圧倍力装置1の他の構成は、第9例と同じである。

【0177】この第12例のブレーキ液圧倍力装置1においては、非作動時は、電磁比例制御弁63が反力室41をリザーバ33に接続し、反力室41は大気圧となっている。この状態で、通常ブレーキ操作が行われると、ブレーキ液圧倍力装置1は、図12に示す直線 α'' の大きなサーボ比によるサーボ制御、すなわちジャンピング作用を行うようになる。

【0178】動力室25の液圧がジャンピング作用を終了する大きさになると、圧力センサ62の検出信号に基づいて、電子制御装置は電磁比例制御弁63を作動制御するので、電磁比例制御弁63は動力室25の液圧に応じた圧力を出し、この出力圧の圧液が反力室41に導入される。これにより、ブレーキ液圧倍力装置1は、図12に示す直線 β'' の小さいサーボ比による通常のサーボ制御を行うようになる。動力室25の液圧がサーボ比切換点になると、電磁比例制御弁63が非作動となり、反力室41が再びリザーバ33に接続されるので、動力室25の圧液がリザーバ33に排出され、反力室41の液圧が大気圧となる。これにより、ブレーキ液圧倍力装置1は、再び図12に示す直線 α'' と同じ直線 γ'' の大きいサーボ比によるサーボ制御を行うようになる。

【0179】このように、この第12例のブレーキ液圧倍力装置1においても、ジャンピング作用と逆二段サーボ作用とを行うようになる。この第12例のブレーキ液圧倍力装置1の他の作用効果は、第9例と同じである。

【0180】なお、小さいサーボ比から大きいサーボ比へ移行する際に、電磁比例制御弁63を適宜制御することにより、前述の図7および図10に直線 δ , δ' で示すと同様に滑らかに移行することができる。また、反力室41に導入される液圧として、アクチュエータの蓄圧に代えて動力室25の液圧を用いることもできる。前述の実施例では、本発明の液圧倍力装置をブレーキ液圧倍力装置に適用して説明しているが、ブレーキ以外の他の液圧倍力装置にも適用できる。

【0181】

【発明の効果】以上の説明から明らかなように、本発明の液圧倍力装置によれば、簡単な構造で、逆二段サーボ特性を得ることができるとともに、ジャンピング特性も得ができるようになる。これにより、所定以上の入力で、通常の出力より大きな出力を得ることができます。

【0182】また、サーボ比切換点を変更することができ、これにより種々の入出力特性に柔軟に対応すること 50 が可能となる。更に、電磁比例制御弁を用いているの

39

で、サーボ比を滑らかに変えることができるようになる。

【0183】更に、本発明のブレーキ制御システムによれば、簡単構造で、ジャンピング特性によりブレーキ力の立ち上がりを早くできるとともに、逆二段サポート制御により、急ブレーキ時に迅速に大きなブレーキ力を得ることができるとともに、初心者等の運転者でも大きなブレーキ力を確実に得られるように補助することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】 本発明に係るブレーキ液圧倍力装置の実施の形態の第1例を示す断面図である。

【図2】 図1に示すブレーキ液圧倍力装置の部分拡大断面図である。

【図3】 図1に示すブレーキ液圧倍力装置に用いられている反力ピストンを示す断面図である。

【図4】 図1に示すブレーキ液圧倍力装置の入出力特性を示す図である。

【図5】 本発明の実施の形態の第2例を示す断面図である。

【図6】 本発明の実施の形態の第3例を示す断面図である。

【図7】 図6に示すブレーキ液圧倍力装置の入出力特性を示す図である。

【図8】 本発明の実施の形態の第4例を示す断面図である

【図9】 図8に示すブレーキ液圧倍力装置の入出力特性を示す図である

【図10】図8に示すブレーキ液圧倍力装置の変形例の
入出力特性を示す図である。

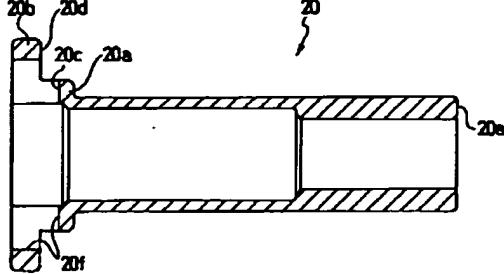
【図11】本発明の実施の形態の第5例を示す断面図である。

【図12】本発明の実施の形態の第5ないし第11例の
スリット形状を示す図である。

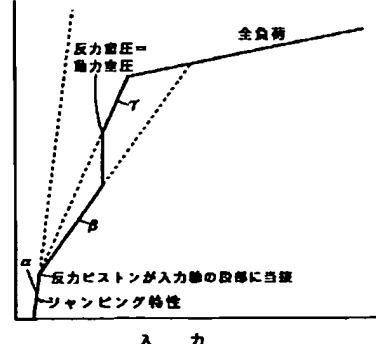
入出力特性を示す図がある。

〔図3〕

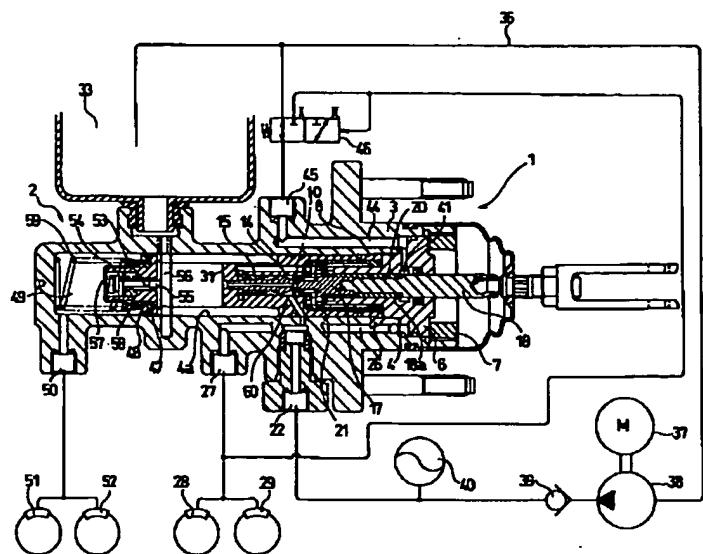
【图3】



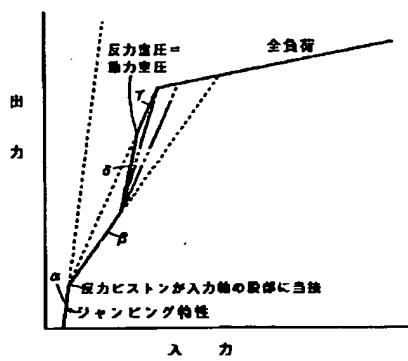
[図4]



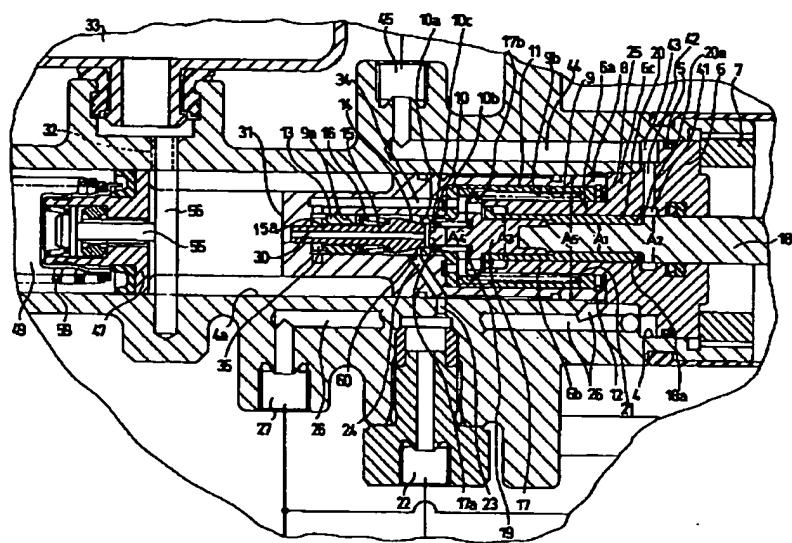
【図1】



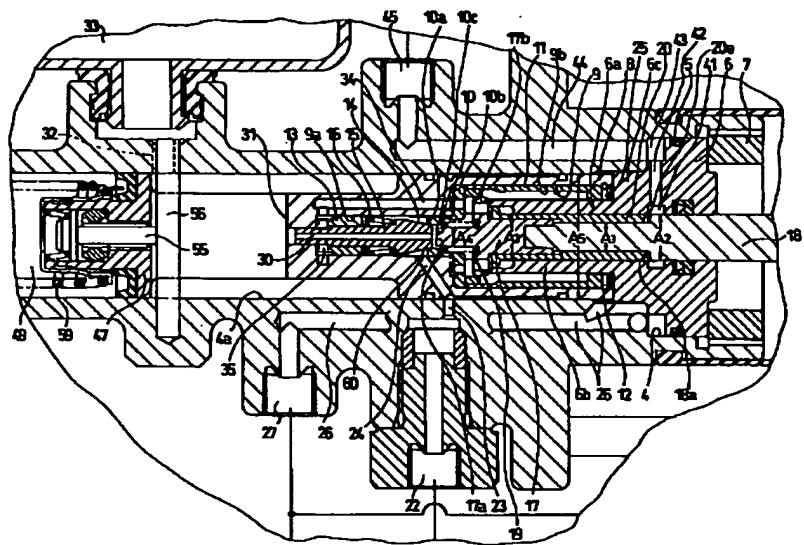
【図7】



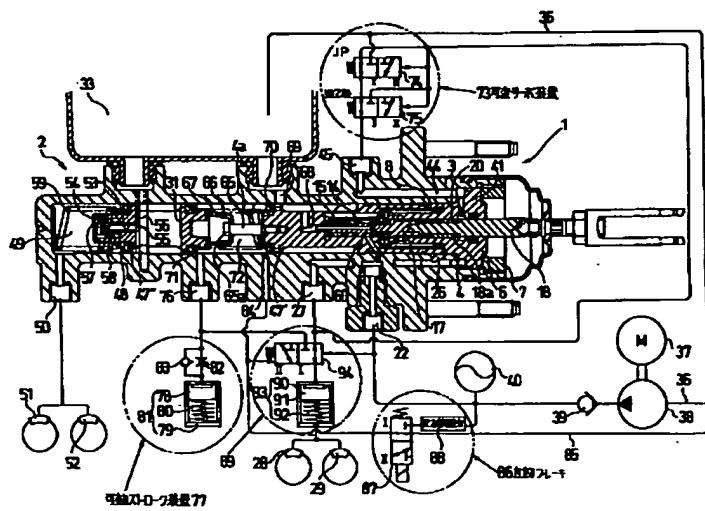
【図2】



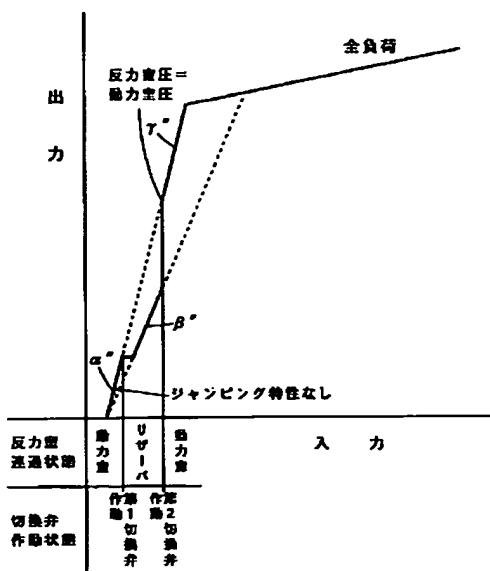
【図8】



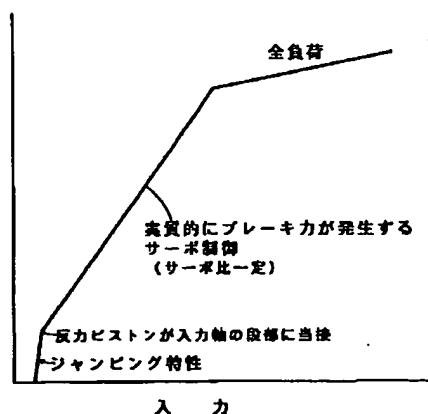
【図11】



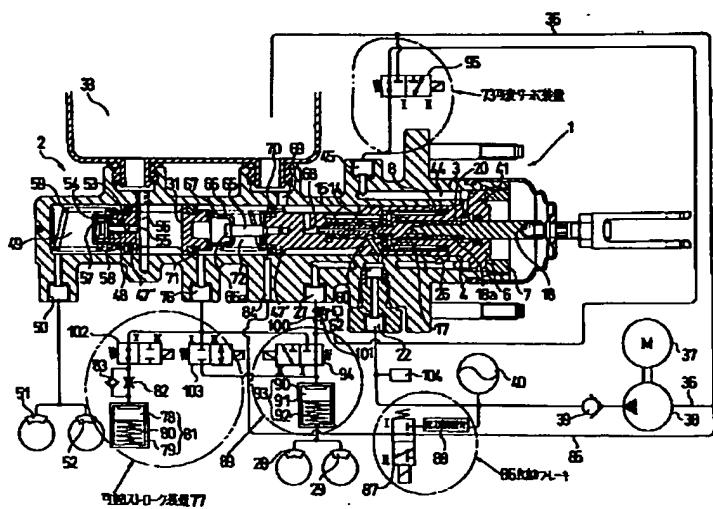
【図12】



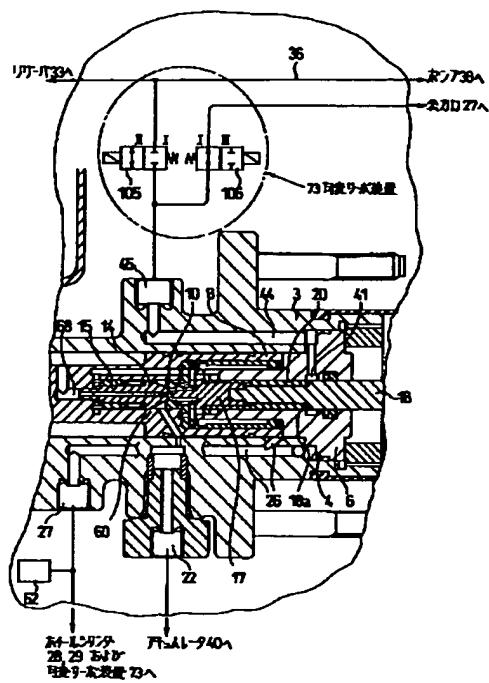
【図21】



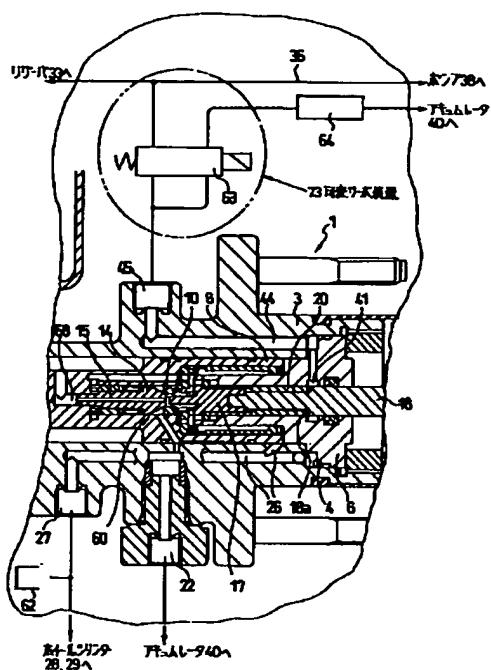
【図13】



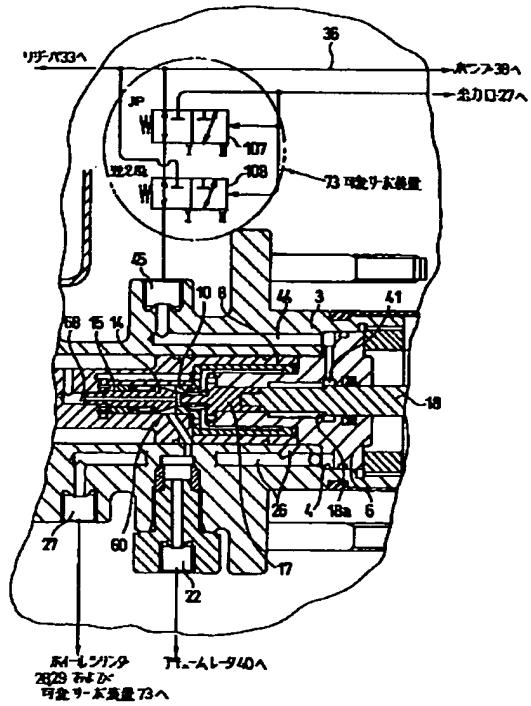
【図14】



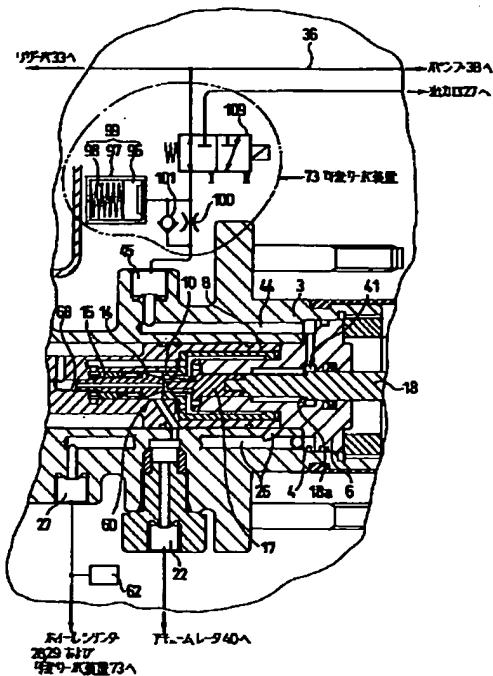
【図15】



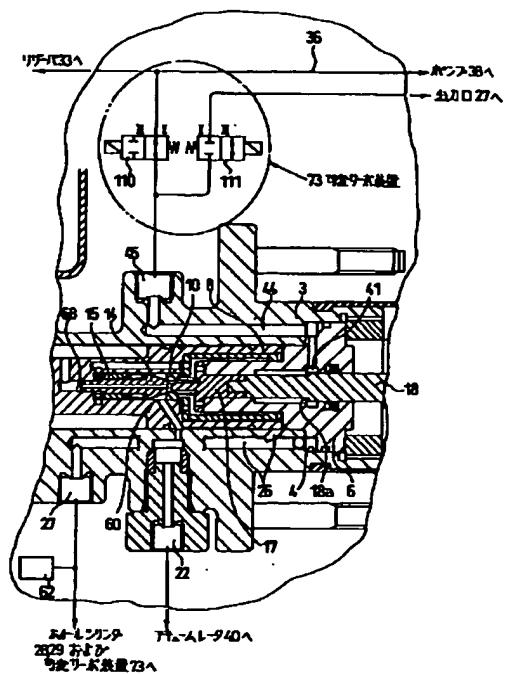
【図16】



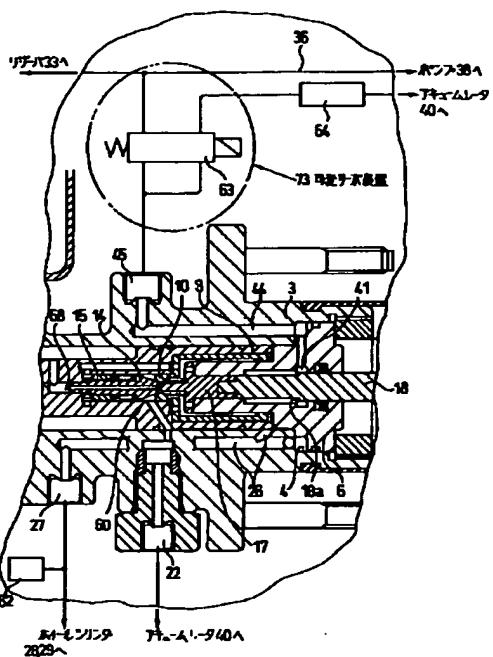
【図17】



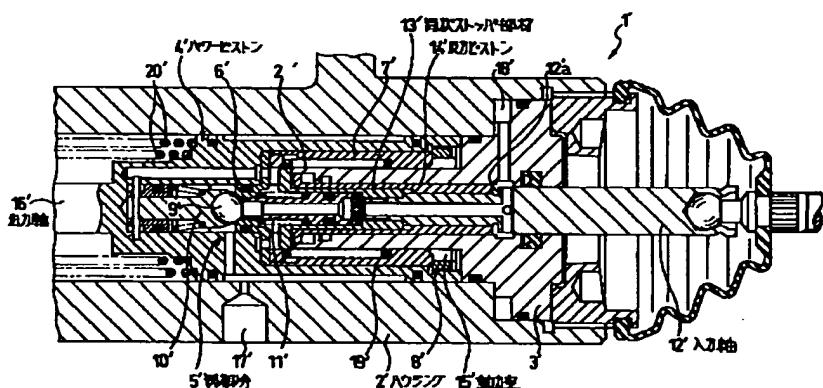
【图18】



【图19】



【图20】



フロントページの続き

(72)発明者 沢田謙
愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会
社デンソーエ

(72) 発明者 井本雄三
愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会
社デンソーア内

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- BLACK BORDERS**
- IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- FADED TEXT OR DRAWING**
- BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- SKEWED/SLANTED IMAGES**
- COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- GRAY SCALE DOCUMENTS**
- LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- OTHER: _____**

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.